



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenl gungsschrift**
⑩ **DE 44 20 927 A 1**

⑤① Int. Cl.⁵:
F 16 D 13/60

②① Aktenzeichen: P 44 20 927.4
②② Anmeldetag: 16. 6. 94
②③ Offenlegungstag: 22. 12. 94

DE 44 20 927 A 1

③⑩ Innere Priorität: ③② ③③ ③①

19.06.93 DE 43 20 381.7 30.06.93 DE 43 33 460.1

⑦① Anmelder:

LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815 Bühl,
DE

⑦② Erfinder:

Reik, Wolfgang, Dr., 77815 Bühl, DE; Jäckel, Johann,
76530 Baden-Baden, DE

⑤④ Drehmomentübertragungseinrichtung

⑤⑦ Die Erfindung bezieht sich auf eine Drehmomentübertragungseinrichtung mit mindestens zwei entgegen der Wirkung einer Dämpfungseinrichtung mit in Umfangsrichtung wirkenden Kraftspeichern über eine Lagerung zueinander verdrehbaren Schwungmassen, von denen die eine - erste - mit der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine und eine weitere - zweite - über eine Reibungskupplung mit der Antriebswelle eines Getriebes verbindbar ist.

DE 44 20 927 A 1

Die Erfindung bezieht sich auf eine Drehmomentübertragungseinrichtung mit mindestens zwei entgegen der Wirkung einer Dämpfungseinrichtung mit in Umfangsrichtung wirkenden Kraftspeichern über eine Lagerung zueinander verdrehbaren Schwungmassen, von denen die eine — erste — mit der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine und eine weitere — zweite — über eine Reibungskupplung mit der Antriebswelle eines Getriebes verbindbar ist.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, Drehmomentübertragungseinrichtungen zu schaffen, die sich durch einen geringen Raumbedarf sowohl in axialer als auch in radialer Richtung auszeichnen. Weiterhin sollte sie die Möglichkeit eröffnen, bei einem gegebenen Einbauraum einen möglichst großen wirksamen Reibdurchmesser der Reibungskupplung zu realisieren bzw. bei einem erforderlichen Reibdurchmesser die Abmessungen des Gesamtaggregats kompakt zu halten. Weiterhin ist es Aufgabe der Erfindung, die Lebensdauer derartiger Drehmomentübertragungseinrichtungen zu steigern und dadurch deren zuverlässigen Einsatz beispielsweise in Kraftfahrzeugen zu ermöglichen.

Dies wird gemäß der Erfindung dadurch erreicht, daß die Kraftspeicher radial innerhalb der Reibfläche der Reibungskupplung in einer zumindest im wesentlichen geschlossenen, sich in Umfangsrichtung erstreckenden Kammer angeordnet sind.

Eine weitere der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht darin, die Drehmomentübertragungseinrichtung als Einheit an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine auf möglichst einfache Art befestigen zu können. Außerdem soll eine kostengünstige und wirtschaftliche Herstellung und ein ebensolcher Zusammenbau derartiger Drehmomentübertragungseinrichtungen möglich sein.

Des weiteren lag der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Anzahl der Einzelbauteile zu verringern und weiterhin über einen möglichst geringen Materialeinsatz und einen möglichst geringen Materialabfall auch natürliche Ressourcen zu schonen und durch eine Reduzierung von Bearbeitungsvorgängen die Umwelt sowohl durch Energieeinsparung als auch durch eine Reduzierung bislang verwendeter Bearbeitungszusätze zu schonen.

Eine weitere der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht darin, die Bauteile der Drehmomentübertragungseinrichtung vor auf sie wirkenden Übermomenten zu schützen und dabei eine Weiterleitung dieser Übermomente in das der Drehmomentübertragungseinrichtung nachgeschaltete Getriebe zu verhindern.

Bei einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es von Vorteil sein, wenn die Kammer die Kraftspeicher zumindest im radial äußeren Bereich umschließt.

Weiterhin kann es zweckmäßig sein, wenn die Kammer zumindest im radial äußeren Bereich an die Kontur der Kraftspeicher angeschmiegt ist.

Als vorteilhaft für die Ausbildung einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es sich erweisen, wenn die Kammer aus mindestens zwei Wandungen gebildet ist, von denen wenigstens die eine mit der zweiten Schwungmasse verbunden ist.

Allgemein kann es zweckmäßig sein, wenn wenigstens eine der Kammerwandungen die zweite Schwungmasse trägt.

Für eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung kann es von Vorteil sein, wenn, z. B. abhängig von den Erfordernissen, die Lagerung als Gleitlagerung oder aber, in anderen Fällen, als Wälzlagerung ausgeführt ist.

Es kann vorteilhaft sein, wenn die Kraftspeicher unter Verwendung von Schraubenfedern gebildet sind, wobei auch die Verwendung von Schenkelfedern zweckmäßig sein kann.

Bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann es sich als vorteilhaft erweisen, wenn die Kammer zumindest radial innen im wesentlichen abgedichtet und zumindest teilweise mit Trockenschmiermittel, wie beispielsweise Graphitpulver, gefüllt ist, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn die Kammer über eine Labyrinthdichtung, also z. B. staubdicht, abgedichtet ist.

Eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung kann in vorteilhafter Weise derart aufgebaut sein, daß die Kammer zumindest im wesentlichen abgedichtet und mit viskosem/pastösem Medium zumindest teilweise befüllt ist, wodurch ein durch die Kammer gebildeter Fettraum radial innerhalb der Reibflächen der Reibungskupplung angeordnet ist.

Weiterhin kann es sich als zweckmäßig erweisen, die Lagerung innerhalb der Kammer anzuordnen, wodurch die Lagerung Schmiermittelkontakt hat, bzw. innerhalb des Fettraumes angeordnet ist.

Allgemein kann es von Vorteil sein, wenn die Lagerung radial innerhalb der Kraftspeicher angeordnet ist.

Eine vorteilhafte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann vorsehen, daß das die zweite Kammerwandung bildende Deckblech radial außerhalb der Kraftspeicher mit dem die eine Kammerwandung bildenden Deckblech, beispielsweise über eine Verschweißung oder Umbördelung fest verbunden ist, wobei es wiederum zweckmäßig sein kann, die Verbindung unter Verwendung eines O-Ringes zwischen den Kammerwandungen abzudichten.

Eine Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann sich dadurch auszeichnen, daß die die Kammerwandungen bildenden Deckbleche Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher aufweisen, wobei in zweckmäßiger Weise die Beaufschlagungsbereiche durch aufeinander zu gerichtete axiale Einprägungen gebildet sein können, die axial in Zwischenräume zwischen den Kraftspeichern ragen.

Von besonderem Vorteil kann es sein, wenn bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung die Deckbleche mit der zweiten Schwungmasse verbunden sind, wobei es sich als zweckmäßig erweisen kann, wenn die Deckbleche an der der Reibfläche abgekehrten Seite der zweiten Schwungmasse angelenkt sind, also die Gegendruckplatte hintergreifen.

Die Deckbleche können mit der zweiten Schwungmasse formschlüssig oder reibschlüssig bzw. kraftschlüssig verbunden sein.

Allgemein kann es bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung von besonderem Vorteil sein, wenn ein Drehmomentbegrenzungsorgan bzw. eine Rutschkupplung derart im Kraftübertragungsweg vorgesehen ist, daß der Drehmomentfluß — vom Motor her gesehen — von der ersten Schwungmasse her über ein in die Kammer eintauchendes, die Kraftspeicher beaufschlagendes Flanschteil, auf die Kraftspeicher, von dort auf die Kammerwandungen, von dort auf die radial außerhalb der Kraftspeicher vorgesehene, jedoch radial in-

nerhalb des oder lediglich geringfügig in den radial weiter außen liegenden Reibbereich der Reibungskupplung eintauchende Reibfläche des Drehmomentbegrenzungsorgans und von dort zur zweiten Schwungmasse erfolgt.

Weiterhin kann es von Vorteil sein, wenn die reib-schlüssige Verbindung axial vorgespannt ist, wobei eine Tellerfeder die zur axialen Vorspannung erforderliche Axialkraft aufbringen kann.

Zweckmäßig kann es sein, wenn diese Axialkraft durch Betätigung der Tellerfeder veränderbar ist, wobei es vorteilhaft sein kann, wenn die Betätigung der Tellerfeder durch die erste Schwungmasse erfolgt. Das Betätigungselement hierfür kann dabei einstückig mit der ersten Schwungmasse ausgeführt sein.

Als vorteilhaft kann es sich erweisen, wenn bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung die Deckbleche mit der zweiten Schwungmasse unter Zwischenlage von Reibmaterial verbunden sind, wobei das Reibmaterial außerdem eine thermische Isolierung bilden kann.

Vorteilhaft kann es weiterhin sein, wenn ein eine Kammerwandung bildendes Deckblech von der Lagerung getragen ist, bzw. sich auf der Lagerung abstützen kann.

Besonders vorteilhaft kann es für eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung sein, wenn sich die Kraftspeicher andererseits an Beaufschlagungsbereichen abstützen, die an (einem) in die Kammer hineinragenden Flansch(en) angeordnet sind, der/die radial innerhalb der Kraftspeicher mit der ersten Schwungmasse verbunden ist/sind, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn die Verbindung der Flansche beziehungsweise des Flansches mit der ersten Schwungmasse unter Verwendung von Befestigungsschrauben erfolgt, die zur Verbindung der ersten Schwungmasse beziehungsweise der Drehmomentübertragungseinrichtung mit der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine dienen.

Eine zweckmäßige Ausführungsform einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann zwei Flansche vorsehen, die im Bereich ihrer Außendurchmesser fest miteinander verbunden sind.

Von Vorteil kann es außerdem sein, wenn die zwei Flansche im Bereich der zur Befestigung der Einrichtung an der Kurbelwelle dienenden Schrauben aneinander anliegen.

Es kann sich auch als zweckmäßig erweisen, wenn die beiden Flansche im radialen Bereich zwischen den Befestigungsschrauben und ihrem Außendurchmesser axial voneinander beabstandet sind.

Allgemein für Drehmomentübertragungseinrichtungen kann es von besonderem Vorteil sein, wenn die Beaufschlagungsbereiche der mit der ersten Schwungmasse verbundenen Flansche beziehungsweise des mit dieser verbundenen Flansches an durch Schraubenfedern gebildete Kraftspeicher angepaßt sind/ist, deren Federendwindungen im wesentlichen gleich deren Federmittelwindungen ausgebildet sind. Die Federenden sind hierbei also weder angelegt noch angeschliffen, sondern nur abgetrennt bzw. "abgehackt".

Weiterhin kann es zweckmäßig sein, die Beaufschlagungsbereiche des Flansches beziehungsweise der Flansche für ineinandergebaute Innen- und Außenfedern abzustufen.

Es kann auch von Vorteil sein, wenn die Deckbleche abgestufte Beaufschlagungsbereiche für ineinandergebaute Innen- und Außenfedern aufweisen, wobei diese Beaufschlagungsbereiche in zweckmäßiger Weise

durch einen Doppeleinzug gebildet sein können.

Bei einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es sich als vorteilhaft erweisen, wenn die erste Schwungmasse und ein Flansch zueinander unmittelbar über einen Sitz zentriert sind.

Es kann auch von Vorteil sein, wenn ein Flansch einen Zentriersitz zur Zentrierung der Drehmomentübertragungseinrichtung auf der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine aufweist.

Beispielsweise für den Aufbau einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann es zweckmäßig sein, wenn ein Flansch die Lagerung trägt.

Von besonderem Vorteil kann es sein, wenn eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung zwei Flansche zur Beaufschlagung der Kraftspeicher aufweist, von denen einer zur Befestigung der Drehmomentübertragungseinrichtung an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine, zu deren Zentrierung an der Abtriebswelle, zur Aufnahme der Lagerung und zur Zentrierung der ersten Schwungmasse dient.

Eine vorteilhafte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann eine radial innen liegende Kammerabdichtung mittels jeweils eines tellerfederartigen Bauteiles aufweisen, das einerseits mit einem eine Kammerwandung bildenden Deckblech oder einem mit diesem verbundenen Bauteil und andererseits mit dem diesem benachbarten Flansch oder einem mit diesem verbundenen Bauteil zusammenwirkt.

Zweckmäßig z. B. für eine als vormontiertes Modul gefertigte Drehmomentübertragungseinrichtung kann es sein, wenn ein mit einem Flansch verbundenes Bauteil, das mit der tellerfederartigen Dichtung zusammenwirkt, zur Fixierung der Befestigungsschrauben dient.

Hierbei kann es von Vorteil sein, wenn ein Deckblech Ausnehmungen zum Durchgang der Befestigungsschrauben bzw. zum Durchgang eines Werkzeuges zur Betätigung der Befestigungsschrauben aufweist, wobei es wiederum zweckmäßig sein kann, wenn die Ausnehmungen von einem Bund umgeben sind, der mit einer der tellerfederartigen Dichtungen zusammenwirken kann.

Die tellerfederartigen Dichtungen können außerdem eine Reibungsdämpfungseinrichtung darstellen, die kostengünstig realisierbar ist.

Eine vorteilhafte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann sich dadurch auszeichnen, daß die Kraftspeicher bzw. die Kammer und die an der zweiten Schwungmasse angeordnete Reibfläche der Reibungskupplung im gleichen axialen Bereich, also einander axial überdeckend, angeordnet sind.

Weiterhin kann es beispielsweise zugunsten der Kompaktheit des Gesamtaggregates von Vorteil sein, wenn die Lagerung und die Köpfe der Befestigungsschrauben im gleichen axialen Bereich angeordnet sind.

Besonders vorteilhaft für eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung kann es sein, wenn die Kraftspeicher (bzw. die Kammer) in Radialrichtung zwischen den Köpfen der Befestigungsschrauben und der an der zweiten Schwungmasse angeordneten Reibfläche der Reibungskupplung angeordnet sind (bzw. ist).

Es kann zweckmäßig sein, bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung eine Wandung auf der den Köpfen der Befestigungsschrauben zugewandten Seite der Kammer vorzusehen.

Ganz allgemein kann sich eine besonders vorteilhafte

Ausgestaltungsform einer Drehmomentübertragungseinrichtung durch die radiale Reihenfolge von mindestens vier der sieben folgenden Bauteile auszeichnen:

- Profil der Getriebewelle
- Lagerung
- Köpfe der Befestigungsschrauben
- radial innere Kammerwandung
- Kraftspeicher
- radial äußere Kammerwandung
- Reibfläche der zweiten Schwungmasse,

wobei die Anordnung der Bauteile auf unterschiedlichen Durchmesserbereichen, die sich nicht überdecken, erfolgen kann.

Weiterhin kann es zweckmäßig sein, wenn die (mindestens vier) Bauteile im gleichen axialen Bereich angeordnet sind.

Bei einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es sich als besonders vorteilhaft erweisen, wenn die Lagerung radial innerhalb der Köpfe der Befestigungsschrauben angeordnet ist.

Eine Anordnung der Köpfe der Befestigungsschrauben zwischen Lagerung und Kraftspeichern kann ebenso von Vorteil sein, wie ein Aufbau einer Drehmomentübertragungseinrichtung, bei dem die Kraftspeicher und die Köpfe der Befestigungsschrauben benachbart und im gleichen axialen Bereich angeordnet sind.

Überdies kann es zweckmäßig sein, wenn eine die Kammer (mit)bildende Wandung radial zwischen den Kraftspeichern und den Köpfen der Befestigungsschrauben angeordnet ist.

Für manche Anwendungsfälle kann es von Vorteil sein, wenn die Lagerung radial außerhalb der Köpfe der Befestigungsschrauben angeordnet ist.

Bei einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die Kraftspeicher der Dämpfungseinrichtung ein Verhältnis von Länge zu Durchmesser im Bereich von 4 bis 10 aufweisen, also ein großes Längen-Durchmesser-Verhältnis besitzen.

Des weiteren kann es von Vorteil sein, wenn sich die Kraftspeicher über einen Bereich des Umfanges erstrecken, der zwischen 70% und 95%, vorzugsweise bei ca. 80% bis 90%, liegt.

Als zweckmäßig kann es sich erweisen, wenn sich zumindest ein Kraftspeicher über einen Sektor des Umfanges erstreckt, der größer als 140° ist.

Bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann es von besonderem Vorteil sein, wenn die Kraftspeicher zumindest annähernd auf denjenigen Radius vorgekrümmt sind, der dem Einbauzustand entspricht.

Eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung kann in verschiedenen Ausführungsformen eine Mehrzahl von Federstufen aufweisen.

Allgemein bei Drehmomentübertragungseinrichtungen kann es sich als besonders vorteilhaft erweisen, wenn bei Kraftspeichern in Form von Schraubenfedern deren Endfederwindungen im wesentlichen deren dazwischenliegenden Federwindungen entsprechen, also weder angeschliffen noch angelegt, sondern lediglich im Bereich einer Ebene etwa senkrecht zum Drahtquerschnitt durchtrennt bzw. "abgehackt" sind.

Eine Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann zweckmäßigerweise einen Verschleißschutz zwischen den Kraftspeichern und der radial außen liegenden Kammerwandung aufweisen, an dem sich

die Kraftspeicher zumindest unter Fliehkraft abstützen.

Bei einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es sich als zweckmäßig erweisen, den Deckel der Reibungskupplung auf der zweiten Schwungmasse zu zentrieren.

Weiterhin kann es von Vorteil sein, wenn der Deckel der Reibungskupplung die zweite Schwungmasse axial umgreift, wobei der Deckel der Reibungskupplung auf der zweiten Schwungmasse mit seinem axial verlaufenden und die Schwungmasse umgreifenden Bereich zentriert sein kann.

Bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann es zweckmäßig sein, wenn der Deckel mit der zweiten Schwungmasse über eine Schweißverbindung fest, also unlösbar bzw. untrennbar, verbunden ist.

Für weitere Ausführungsformen kann es jedoch zweckmäßig sein, den Deckel mit der zweiten Schwungmasse trennbar zu verbinden, beispielsweise über Schrauben oder Stifte.

Es kann sich auch als zweckmäßig erweisen, eine Drehmomentübertragungseinrichtung so auszubilden, daß der Deckel selbst trennbar ist, beispielsweise ähnlich, wie dies in der deutschen Patentanmeldung P 42 32 320 beschrieben ist, um z. B. die Kupplungsscheibe ersetzen zu können.

Bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der vorliegenden Erfindung kann es vorteilhaft sein, das Trägerblech der Kupplungsscheibe der Reibungskupplung zumindest im wesentlichen an die Kontur der Kammer anzupassen.

Entsprechende Drehmomentübertragungseinrichtungen können vorteilhafterweise auch ein Schmiermittelabweisblech und/oder eine Schmiermittelabweiskontur am Trägerblech der Kupplungsscheibe und/oder an dem ihr zugewandten, eine Kammerwandung bildenden Deckblech im Bereich der in das Deckblech eingebrachten Ausnehmungen besitzen.

Als zweckmäßig kann es sich erweisen, wenn das Trägerblech der Kupplungsscheibe Ausnehmungen zum Durchtritt der Befestigungsschrauben bzw. zum Durchtritt eines Werkzeuges zur Betätigung der Befestigungsschrauben aufweist.

Bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung, bei der die Druckplatte der Reibungskupplung durch eine einen ringförmigen Grundkörper und Zungen aufweisende Tellerfeder beaufschlagbar ist, kann es von Vorteil sein, wenn die Kontur der Tellerfeder an die des Trägerbleches der Kupplungsscheibe zumindest in der Stellung, in der Tellerfeder und Trägerblech einander angenähert sind, zumindest annähernd angepaßt ist, wobei die Tellerfeder zweckmäßigerweise im Bereich ihrer Zungen Ausnehmungen zum Durchtritt der Befestigungsschrauben bzw. zum Durchtritt eines Werkzeuges zur Betätigung der Befestigungsschrauben aufweisen kann.

Im allgemeinen kann es bei Drehmomentübertragungseinrichtungen besonders vorteilhaft sein, wenn die Tellerfeder Ausnehmungen zum Durchtritt von an der Druckplatte der Reibungskupplung angeordneten Druckplattennocken aufweist, wobei die Ausnehmungen in einfacher Weise durch zumindest teilweisen Wegfall von Zungen gebildet sein können.

Von besonderem Vorteil kann es bei Drehmomentübertragungseinrichtungen ganz allgemein sein, wenn die Blattfedern, die die Druckplatte mit dem Deckel der Reibungskupplung drehfest, jedoch axial verlagerbar verbinden, auf der der Druckplatte abgewandten Seite

des Deckels angeordnet sind.

Weiterhin kann es, beispielsweise hinsichtlich des axialen Bauraumes, zweckmäßig sein, wenn die Druckplatte an ihrer der Reibfläche entgegengesetzten Seite der Kontur der deckelseitigen Tellerfederlagerung angepaßt ist, also beispielsweise eine Vertiefung aufweist, in die die Tellerfederlagermittel (Draht(e) und dessen (deren) Haltemittel) in ausgerücktem Zustand der Druckplatte zumindest teilweise axial eintauchen.

Ebenso kann es vorteilhaft sein, wenn sich die Druckplatte und Teile der deckelseitigen Tellerfederlagerung axial und radial in ausgerichteter Stellung der Reibungskupplung überdecken, so daß die Tellerfederlagerung in entsprechende Vertiefungen der Druckplatte eintauchen kann.

Eine vorteilhafte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann derart ausgeführt sein, daß die deckelseitige Tellerfederlagerung durch einstückig mit dem Deckel ausgeführte Laschen gebildet ist, wobei die Druckplatte zweckmäßigerweise an ihrer der Reibfläche entgegengesetzten Seite der Kontur der Laschen angepaßt sein kann.

Des weiteren kann es besonders vorteilhaft sein, wenn bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung die erste Schwungmasse zumindest teilweise an die Kontur der ihr zugewandten Bereiche der Kammer angepaßt ist.

Von Vorteil, beispielsweise hinsichtlich der Kosten, kann es sein, wenn die erste Schwungmasse überwiegend aus Blech (-teilen) gefertigt wird.

Außerdem kann es sich als zweckmäßig erweisen, wenn die erste Schwungmasse den Anlasserzahnkranz trägt.

Der Anlasserzahnkranz kann in vorteilhafter Weise durch ein gefaltetes Blechteil gebildet sein, dessen Wänden aneinander anliegen, wie dies z. B. in der deutschen Patentanmeldung P 43 15 209 beschrieben ist.

Es kann auch zweckmäßig sein, den Anlasserzahnkranz einstückig mit der ersten Schwungmasse auszuführen.

Zur Erhöhung des primärseitigen Trägheitsmomentes kann es von Vorteil sein, wenn die erste Schwungmasse der Drehmomentübertragungseinrichtung einen Massering aufweist, wobei der Massering durch ein Gußteil oder auch durch ein gefaltetes Blechteil gebildet sein kann.

Von besonderem Vorteil bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann es sein, wenn der Massering den axialen Bereich des Kupplungsdeckels umgreift und diesen zumindest teilweise in Axialrichtung überdeckt.

Es kann sich als vorteilhaft erweisen, wenn die Dämpfungseinrichtung der Drehmomentübertragungseinrichtung eine Lastreibeinrichtung aufweist, wobei diese in vorteilhafter Weise radial außerhalb der Kraftspeicher oder auch radial außerhalb des mittleren Reibdurchmessers der Reibungskupplung angeordnet sein kann.

Im allgemeinen kann es bei Drehmomentübertragungseinrichtungen von Vorteil sein, wenn die Lastreibeinrichtung zumindest ein Reibteil mit zwei radial beabstandeten Reibflächen enthält.

Außerdem kann das Reibteil die Reibverbindung mit der ersten Schwungmasse aufweisen.

Zweckmäßig kann es sein, wenn das Reibteil von einem Beaufschlagungsteil der zweiten Schwungmasse beaufschlagbar ist.

Bei derartigen Reibeinrichtungen kann es vorteilhaft sein, wenn die Reibteile und Beaufschlagungsteile in Umfangsrichtung ein Spiel aufweisen.

Hierbei können mehrere Reibteile mit unterschiedlichem Spiel gegenüber den Beaufschlagungsteilen vorgesehen sein.

Ein zweckmäßiger Aufbau einer Drehmomentübertragungseinrichtung kann vorsehen, daß ein axial verlaufender Bereich des Deckels der Reibungskupplung Bestandteil der Lastreibeinrichtung ist.

Weiterhin kann es von Vorteil sein, den Massering der ersten Schwungmasse als Bestandteil der Lastreibeinrichtung einzusetzen.

In vorteilhafter Weise kann die Lastreibeinrichtung in dem Bereich angeordnet sein, in dem der Massering den axialen Bereich des Kupplungsdeckels umgreift.

Beispielsweise für die Funktion der Hystereseeinrichtung kann es vorteilhaft sein, wenn die Lastreibeinrichtung zumindest einen Kraftspeicher aufweist, wobei der Kraftspeicher in Radialrichtung wirken kann.

Es kann sich als vorteilhaft erweisen, bei einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung die Lastreibeinrichtung durch wenigstens einen in der ersten Schwungmasse angeordneten Reibschuh zu bilden, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn der Reibschuh lediglich eingeklipst wird.

Hierbei kann es vorteilhaft sein, wenn die Lastreibeinrichtung mehrere über den Umfang verteilte Reibschuhe aufweist.

Beispielsweise für definierte Reibeigenschaften kann es von Vorteil sein, wenn zumindest die Reibfläche(n) des Reibschuhs/der Reibschuhe aus Kunststoff, wie z. B. PTFE, PEEK, PA6.6, bestehen.

Für z. B. die Dauerhaltbarkeit einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn das Trägerblech der Kupplungsscheibe und/oder die Tellerfeder weitere Ausnehmungen, insbesondere zur Belüftung der Drehmomentübertragungseinrichtung, aufweisen.

Weiterhin kann es hierzu zweckmäßig sein, Belüftungsöffnungen im axialen oder auch im radialen Bereich des Deckels der Reibungskupplung vorzusehen.

Es kann auch von Vorteil sein, Belüftungsöffnungen in der ersten Schwungmasse oder auch in der zweiten Schwungmasse — dort radial außerhalb der Kammer — vorzusehen.

Eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung kann sich in vorteilhafter Weise durch eine Belüftung mittels einer Luftströmung durch die Trägerscheibe der Kupplungsscheibe hindurch, entlang der Kammerwandung, durch Durchtrittsöffnungen in der zweiten Schwungmasse außerhalb der Kammer hindurch in Richtung erste Schwungmasse auszeichnen.

Zur weiteren Verbesserung der Temperaturbedingungen kann eine Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung Belüftungsöffnungen in der ersten Schwungmasse für einen auf die Kammerwandung zu gerichteten und an der zweiten Schwungmasse vorbeistreichenden Luftstrom besitzen.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, Belüftungsöffnungen in der ersten Schwungmasse für einen auf die zweite Schwungmasse zu gerichteten Luftstrom vorzusehen.

Eine vorteilhafte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungseinrichtung kann Oberflächenvergrößerungen zur Verbesserung der Wärmeabfuhr an der der Reibfläche abgekehrten Seite der zweiten Schwungmasse oder auch an der der Reibfläche abgewandten Seite der Druckplatte aufweisen, die beispiels-

weise durch Anprägungen, Einsenkungen eines Kreisringfräasers o. ä. gebildet sein können.

Zweckmäßig kann es sein, wenn die Oberflächenvergrößerungen und/oder Belüftungsöffnungen gebläseschaufelartig ausgebildet sind.

Eine bevorzugte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungseinrichtung nach der Erfindung kann derart ausgestaltet sein, daß die Drehmomentübertragungseinrichtung mit Reibungskupplung und Kupplungsscheibe eine vormontierbare Einheit bildet, die als solche mit den Befestigungsschrauben von der dem Motor abgewandten Seite her an die Abtriebswelle der Brennkraftmaschine anschraubbar ist, wobei die gegebenenfalls verliersicher gehaltenen Befestigungsschrauben in der Einheit enthalten sein können.

Eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung kann in vorteilhafter Weise sowohl mit einer Reibungskupplung als sogenannte gedrückte Kupplung, als auch mit einer solchen als sogenannte gezogene Kupplung ausgeführt sein.

Allgemein kann es bei Drehmomentübertragungseinrichtungen von Vorteil sein, die zweite Schwungmasse, das Drehmomentbegrenzungsorgan/die Rutschkupplung und die in Umfangsrichtung wirkenden Kraftspeicher in radialer Flucht anzuordnen, wobei die Kraftspeicher in einer im wesentlichen geschlossenen, sich in Umfangsrichtung erstreckenden Kammer angeordnet sein können.

Eine zweckmäßige Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung kann durch die radial fluchtende Anordnung der Lagerung gekennzeichnet sein.

Eine vorteilhafte Form einer Drehmomentübertragungseinrichtung kann derart ausgeführt sein, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan/die Rutschkupplung radial zwischen den Kraftspeichern und der zweiten Schwungmasse angeordnet ist.

Anhand der Figuren sei die Erfindung näher erläutert: Dabei zeigen:

Fig. 1 einen Schnitt durch eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung,

Fig. 2 eine teilweise Ansicht einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung in Richtung des Pfeiles II in Fig. 1,

Fig. 3 eine mögliche Federanordnung in Ansicht,

Fig. 4 die Anordnung einer Reibeinrichtung im Teilschnitt,

Fig. 5 einen Reibschuh in anderer Ausführungsform für die Reibeinrichtung nach Fig. 4,

Fig. 6 bis 8 Schnitte bzw. Teilschnitte weiterer erfindungsgemäßer ausgebildeter Drehmomentübertragungseinrichtungen,

Fig. 9 eine vereinfachte teilweise Ansicht in Richtung des Pfeiles IX in Fig. 8,

Fig. 10 einen Teilschnitt einer weiteren erfindungsgemäßen ausgebildeten Drehmomentübertragungseinrichtung,

Fig. 11 einen Teilschnitt gemäß Pfeil XI in Fig. 10,

Fig. 12 einen Teilschnitt gemäß Pfeil XII in Fig. 10,

Fig. 13 und 14 Teilschnitte weiterer erfindungsgemäßer ausgebildeter Drehmomentübertragungseinrichtungen.

In Fig. 1 ist ein geteiltes Schwungrad 1 gezeigt, das eine an einer nicht gezeigten Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine befestigbare erste oder Primärschwungmasse 2 besitzt, sowie eine zweite oder Sekundärschwungmasse 3. Auf dieser zweiten Schwungmasse 3 ist eine Reibungskupplung 4 unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe 5 befestigt, über die ein ebenfalls

nicht gezeichnetes Getriebe zu- und abgekuppelt werden kann. Diese Kupplungsscheibe 5 ist hier starr ausgeführt dargestellt und dient lediglich als Beispiel. So kann diese Kupplungsscheibe 5 beispielsweise auch weitere Bauformen umfassen, die Reibungs- und/oder Dämpfungselemente enthalten oder auch mit einer Belagfederung ausgestattet sein können.

Die Schwungmassen 2 und 3 sind in diesem Fall unter Zwischenschaltung von mit ihnen fest verbundenen Bauteilen über eine Lagerung 6 zueinander verdrehbar gelagert, die in diesem ausgeführten Beispiel radial innerhalb der Bohrungen 7 zur Durchführung von Befestigungsschrauben 8 für die Montage der ersten Schwungmasse 2 beziehungsweise der gesamten Drehmomentübertragungseinrichtung 1 auf der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine angeordnet ist. Das hier dargestellte einreihige Kugellager 6 besitzt eine Dichtkappe 6a mit einer Schmierstoffvorratskammer, wobei die Dichtkappe 6a gleichzeitig als Wärmeisolierung dient, indem sie einen Wärmefluß von der zweiten Schwungmasse 3 zu dem Lager 6 verringert bzw. indem sie eine Wärmebrücke verhindert. Zwischen den beiden Schwungmassen 2 und 3 ist eine Dämpfungseinrichtung 9 wirksam, die in diesem Fall Schraubendruckfedern 10 aufweist, die in einem ringförmigen Raum 11, der einen etwa torusartigen Bereich 12 bildet, angeordnet sind. Die hier verwendeten und gezeigten Schraubendruckfedern 10 können auch durch geeignete anders ausgeführte Kraftspeicherelemente ersetzt sein, wie beispielsweise durch Schenkelfedern. Der ringförmige Raum 11 ist dabei zumindest teilweise mit einem Trockenschmiermittel, wie zum Beispiel Graphitpulver oder ähnlichem, bzw. mit einem pastösen viskosen Medium, wie beispielsweise Öl oder Fett gefüllt.

Die Primärschwungmasse 2 besitzt ein Bauteil 13, das vorzugsweise aus Blechmaterial hergestellt oder gezogen sein kann, wobei dieses Bauteil 13 zur Befestigung der ersten Schwungmasse 2 bzw. des gesamten geteilten Schwungrades 1 an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine oder einer mit dieser verbundenen Welle dient. Das Bauteil 13 bildet einen im wesentlichen in radialer Richtung verlaufenden flanschartigen Bereich 14, der radial innen einen Flansch 15 trägt, dessen in Radialrichtung sich erstreckende Bereiche 15a mit den Ausnehmungen 7 fluchtende Bohrungen oder Durchgangsöffnungen für die Befestigungsschrauben 8 besitzt. Das einreihige Wälzlager 6 ist mit seinem Innenring 16 auf einer äußeren Mantelfläche oder Tragschulter im axialen Endabschnitt 15b des Flansches 15 aufgenommen. Auf dem Außenring 17 des Wälzlagers der Lagerung 6 stützt sich die zweite Schwungmasse 3 ab.

Der im wesentlichen radial verlaufende Bereich 14 geht radial außen in einen axial auf die Brennkraftmaschinenseite zu getopften Bereich 18 über, der wiederum radial außen in einen gegenüber diesem axial von der Brennkraftmaschine weiter beabstandeten radial sich erstreckenden Bereich übergeht, der den Anlasserzahnkranz 19 bildet. Zur Bildung des Anlasserzahnkranzes 19 ist im radial äußeren Bereich des Blechkörpers 13 dessen Material verformt und gefaltet, so daß ein wiederum radial nach innen weisender Schenkel 20 gebildet ist, der mit seiner Wandung wiederum am radial äußeren Abschnitt des Blechkörpers 13 anliegt. Die Profilierungen bzw. die Verzahnung des Anlasserzahnkranzes 19 können nach dem Falten des Bleches in dieses Blechformteil eingebracht werden. Diese Profilierungen können durch spanabhebende Bearbeitung, wie zum Beispiel Fräsen oder Räumen, gebildet werden. Die Profi-

lierungen des Anlasserzahnkranzes 19 können jedoch auch durch Anprägen, also durch einen Fließvorgang im Material gebildet werden. Weiterhin können diese Profilierungen durch Stanzen hergestellt werden. Eine weitere Herstellungsmöglichkeit solcher Profilierungen besteht darin, diese mittels energiereicher Strahlen, wie beispielsweise Laserstrahlen auszuschneiden. Von Vorteil kann es sein, wenn zumindest im Bereich der Profilierungen bzw. der Verzahnung des Anlasserzahnkranzes 19 die entsprechenden Blechformteile eine größere Härte aufweisen als in den übrigen Bereichen. Eine solche partielle bzw. stellenweise Härteerhöhung kann beispielsweise durch eine Induktivhärtung oder ein Einsatzhärten erzielt werden.

Zur Erhöhung des Massenträgheitsmomentes des um seine Rotationsachse drehenden Zweimassenschwungrades 1 besitzt die mit einer Brennkraftmaschine koppelbare Primärschwungmasse 2 einen Massering 21. Der Massering 21 ist durch einen Blechkörper gebildet, der zwei in Axialrichtung weisende Schenkel 22 und 23 sowie zwei in Radialrichtung weisende Schenkel 24 und 25 aufweist, so daß der Massering 21 einen etwa L-förmigen Querschnitt besitzt. Der Massering 21 ist als Blechfaltteil durch entsprechendes Umfalten eines ursprünglich ebenen Blechzuschnitts gefertigt, wie dies beispielsweise in der deutschen Patentanmeldung P 43 15 209 beschrieben ist, auf die hier ausdrücklich auch in Bezug auf den Anlasserzahnkranz 19 Bezug genommen wird und deren Inhalt zumindest insofern Bestandteil der vorliegenden Anmeldung ist.

Die beiden in Axialrichtung sich erstreckenden Schenkel 22 und 23 liegen bei dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel in radialer Richtung unmittelbar aneinander an. Der radial äußere Schenkel 22 ist dabei kürzer ausgeführt als der radial innere Schenkel 23 und liegt mit seinem in Radialrichtung sich erstreckenden Endbereich 22a an dem in Axialrichtung sich erstreckenden Schenkel 20 des Anlasserzahnkranzes 19 an. Bei einer derartigen Herstellung des Masserings 21 können dessen Konturen beispielsweise an die inneren Hüllkonturen des das Zweimassenschwungrad aufnehmenden Gehäuses, wie insbesondere der Getriebeglocke, angepaßt werden, so daß keine Berührung stattfinden kann. Hierfür ist bei diesem Ausführungsbeispiel dem Massering 21 eine als kegelstumpfförmig verlaufende Fläche ausgebildete Abflachung 22b angeformt. Das zur Anbringung der Abflachung 22b verdrängte Material wurde zur Vergrößerung der Materialdicke des radial äußeren Schenkels 22 herangezogen.

Der radial innere Schenkel 23 weist auf die Brennkraftmaschine zu und geht im axialen Bereich des Anlasserzahnkranzes 19 unter Bildung einer Biegung oder Krümmung 23a in den radial verlaufenden Schenkel 25 des Masserings 21 über. Der Massering 21 liegt mit dieser Krümmung 23a und dem radial verlaufenden Schenkel 25 an der der Brennkraftmaschinenseite abgewandten Seite des getopften Bereiches 18 der ersten Schwungmasse 2 an. Radial innerhalb dieses Anlagebereiches weist der Schenkel 25 einen axial in Richtung Sekundärschwungmasse 3 versetzten Abschnitt 25a auf, der mit seiner Wandung an der Wandung des zweiten in Radialrichtung sich erstreckenden Schenkels 24 anliegt. Der Schenkel 24 überragt den Abschnitt 25a in Radialrichtung nach außen und endet in radialem Abstand zu dem axial verlaufenden Schenkel 23. Im Bereich der Krümmung 23a ist der Massering 21 über mehrere am Umfang verteilte, in Ausnehmungen 26 angeordnete Verschweißungen 27 mit der Primärschwungmasse 2

fest verbunden.

Der Flansch 15 ist mit der ersten Schwungmasse 2 zentriert verbunden. Die Zentrierung kann dabei beispielsweise über einen Zentriersitz 28 erfolgen, der mit einer entsprechenden zentralen Ausnehmung in dem Blechteil 13 zusammenwirkt. Ebenso kann die Zentrierung und gegebenenfalls auch Fixierung des Flansches 15 auf der ersten Schwungmasse 2 über einzelne Warzen 29 erfolgen, die in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel von der der Brennkraftmaschinenseite abgewandten Seite her unter Verwendung von Material des Flansches 15 durchgestellt sind. Weiterhin weist der Flansch 15 radial innen einen Zentriersitz 30 auf, der zur Zentrierung des Zweimassenschwungrades 1, beispielsweise auf einer Motorkurbelwelle dient.

Radial außerhalb seines radial verlaufenden Bereiches 15a erstreckt sich der Flansch 15 zunächst geneigt nach radial außen von der Brennkraftmaschinenseite weg, um sich daran anschließend in seinem radial äußeren Bereich wieder in Radialrichtung zu erstrecken. In diesem radial äußeren Bereich ist der Flansch 15 mit einem zweiten Flansch 31 fest verbunden. Die feste Verbindung erfolgt hier wiederum unter Heranziehung von Material des Flansches 15 zur Bildung von Verbindungswarzen 32. Radial innerhalb dieser Verbindungswarze 32 erstreckt sich der Flansch 31 im wesentlichen radial nach innen, wobei er eine leichte Topfung 33 von der Brennkraftmaschinenseite weg aufweist. Radial innerhalb der Topfung 33 geht der Flansch 31 in einen axial sich auf die Brennkraftmaschine zu erstreckenden Bereich 31a über, der wiederum in einen radial sich nach innen erstreckenden Bereich 31b übergeht. Der radiale Bereich 31b liegt am Radialabschnitt 15a des Flansches 15 an und weist ebenso wie dieser Ausnehmungen zum Durchtritt der Befestigungsschrauben 8 auf, wobei die der Brennkraftmaschinenseite abgewandte Seite des radialen Bereiches 31b eine Anlage für die Köpfe der Befestigungsschrauben 8 bilden kann.

In ihrem radial äußeren Bereich bzw. im Bereich der Topfung 33 bilden die Flansche 15 und 31 Beaufschlagungsbereiche 34 und 35 für die Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern 10. Die Beaufschlagungsbereiche 34 und 35 sind, wie insbesondere in Verbindung mit Fig. 3 erkennbar ist, durch radial verlaufende Ausleger 15c und 31c gebildet, die in Zwischenräume zwischen den in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern 10 hineinragen. Weiterhin kann insbesondere der Fig. 3 entnommen werden, daß der Einsatzzpunkt, das heißt der Beginn der Beaufschlagung der Kraftspeicher 10, für die Innen- und Außenfeder sowohl gleich als auch unterschiedlich, also abgestuft, ausgeführt werden kann. Außerdem ist erkennbar, daß die Ausleger 31c und 15c sich in Axialrichtung nicht überdecken, also nicht deckungsgleich ausgeführt sind. Vielmehr sind die Ausleger 15c, 31c bzw. ihre Beaufschlagungsbereiche 34, 35 so ausgebildet, daß diese an die jeweils mit ihnen zusammenwirkenden Federenden der Kraftspeicher 10 angepaßt sind.

Die mit den Beaufschlagungsbereichen 34 und 35 zusammenwirkenden Federenden weisen in dem dargestellten Beispiel lediglich eine Trennstelle auf und sind weder an die vorhergehende Federwindung angelegt, noch in ihrem Endbereich senkrecht zur Federmittellachse angeschliffen. Dies bedeutet, daß die Federendwindungen der Kraftspeicher 10 im wesentlichen jeder beliebigen anderen Windung innerhalb des Kraftspeichers 10 entsprechen, also analog beispielsweise zu einer Schraube praktisch die gleiche Steigung aufweisen. Dadurch ist es möglich, diese Federendwindungen als

federnde Windungen einzusetzen, wodurch nicht federnde Windungen entfallen und so mehr Federungskapazität bzw. eine geringere Federblocklänge erreicht werden kann. Weiterhin ist es bei einer derartigen Ausgestaltung der Federenden von Vorteil, daß der Federdraht lediglich durchtrennt werden muß und somit die ansonsten erforderlichen Arbeitsgänge, wie beispielsweise das Anlegen der letzten Federwindung an die ihr vorhergehende, sowie das Anschleifen des Federendes zur Erzielung einer ebenen Anlagefläche entfallen.

Eine derartige Federausgestaltung in Verbindung mit entsprechend angepaßten Beaufschlagungsbereichen ist nicht auf das angeführte Beispiel eines Zweimassenschwungrades beschränkt, sondern kann in jeder anderen Anordnung, beispielsweise bei Dämpfern, Verwendung finden. Weiterhin ist es möglich, die beiden Flansche 15 und 31 durch ein Teil, beispielsweise ein Sinter- oder ein Schmiedeteil zu ersetzen, wobei wiederum die Beaufschlagungsbereiche 34 und 35 für die Kraftspeicher 10 entsprechend angepaßt sein können.

Die beiden Flansche 15 und 31, beziehungsweise ein diese ersetzendes Sinter- oder Schmiedeteil, können auch so ausgebildet sein, daß sie im Bereich ihrer an die Kraftspeicher 10 angepaßten Beaufschlagungsbereiche 34 und 35 noch zusätzlich eine Verdrehungssicherung für die Kraftspeicher 10 bilden. Eine derartige Verdrehungssicherung sorgt dafür, daß die Kraftspeicher exakt in ihrer ursprünglich vorgesehenen Lage gehalten und geführt werden, und sich so beispielsweise nicht bezüglich ihrer Windungsachse verdrehen können. Dies hat den Vorteil, daß die freie Federendwindung immer an der gleichen Stelle der Beaufschlagungsbereiche 34 und 35 zu liegen kommt und so gewährleistet ist, daß die Endwindungen mit ihrem vollen Federungsvermögen bzw. Federungsvolumen für die Aufnahme von Schwingungsenergie zur Verfügung stehen.

Die Kraftspeicher 10 stützen sich andererseits mit der Innenfeder an Beaufschlagungsbereichen 36a und 37a und mit der Außenfeder an den Beaufschlagungsbereichen 36b und 37b ab. Die Beaufschlagungsbereiche 37a, b und 36a, b können, in Umfangsrichtung betrachtet, sowohl auf gleicher Höhe als auch versetzt angeordnet sein. Hierdurch ist wiederum eine gezielte Festlegung des Kraftspeicherbeaufschlagungsbeginns möglich. Die Kraftspeicherbeaufschlagungsbereiche 36a, b sind an einem ersten Deckblech 38 angeordnet, das sich radial innen an der Lagerung 6 bzw. hier am Lageraußenring 17 des einreihigen Wälzlagers 6 abstützt und das radial außen die Sekundärschwungmasse 3 trägt.

Hierzu besitzt das Deckblech 38 in seinem radial inneren Bereich eine in Axialrichtung sich auf den Motor zu erstreckende Schulter 39, die einen Innendurchmesser aufweist, der geeignet ist, den Lageraußenring 17 mit der Dichtkappe 6a in sich aufzunehmen. An ihrer der Brennkraftmaschinen- entgegengesetzten Seite weist diese Schulter eine Durchmesserverengung 40 auf, die als axialer Anschlag bzw. als axiale Fixierung zwischen Deckblech 38 und Wälzlagerung 6 dient. Ausgehend von dieser Querschnittsverengung 40 verläuft das Deckblech 38 von der Brennkraftmaschine weg geneigt radial nach außen, wobei dieser Abschnitt 41 im wesentlichen gerade verläuft.

Der gerade Abschnitt 41 beinhaltet Durchgangsausnehmungen 42, die geeignet sind, die Köpfe der Befestigungsschrauben 8 in sich aufzunehmen und so die Befestigungsschrauben 8 in nicht an- oder eingebautem Zustand der Drehmomentübertragungseinrichtung 1 in einer im wesentlichen coaxialen Lage zur Rotationsachse

des Zweimassenschwungrades 1 zu fixieren. Der gerade Deckblechabschnitt 41 mündet radial außen in einem im Querschnitt kreissegmentartigen Bereich 43, der zumindest im wesentlichen an die Außenkontur der Kraftspeicher 10 angepaßt ist und diese zumindest teilweise in Axial- und Radialrichtung umfaßt. An das freie auf die Brennkraftmaschine zu weisende Ende des Bereiches 43 schließt sich ein radial nach außen weisender Radialabschnitt 44 an, der mit einem Radialabschnitt 45 des zweiten Deckblechs 46, das in Axialrichtung zwischen dem Deckblech 38 und dem Blechteil 13 angeordnet ist, fest verbunden ist. Die Verbindung der beiden Deckbleche 38 und 46 ist mittels eines O-Ringes 47 nach radial außen abgedichtet.

Das Deckblech 46 umfaßt radial innerhalb des Radialabschnitts 45 den O-Ring 47 teilweise und taucht mit einem axial sich von der Brennkraftmaschinen- seite weg erstreckenden Bereich teilweise axial in den vom Deckblech 38 umfaßten Raum ein. Dadurch wird die Abdichtung der ringförmigen Kammer 11 bzw. des Raumes 12 sichergestellt und gleichzeitig werden die Deckbleche 38 und 46 zueinander zentriert. Hiervon ausgehend verläuft das Deckblech 46 im wesentlichen nach radial innen, wobei es an die Außenkontur der Kraftspeicher 10 im wesentlichen angepaßt ist, und erstreckt sich in den axialen Bauraum zwischen dem Blechteil 13 der ersten Schwungmasse 2 und dem Flansch 15.

Radial innerhalb der Beaufschlagungsbereiche 37a und 37b weist das Deckblech 46 einen axial in Richtung Brennkraftmaschine abgesetzten Bereich 48 auf, an dem eine Tellerfeder 49 anliegt, die radial innen Kontakt besitzt zu dem Flansch 15 und somit eine Abdichtung der Kammer 11 nach radial innen bildet. Die Tellerfeder 49 kann dabei sowohl im Bereich des Deckblechs 46 als auch auf dem Flansch 15 zentriert sein. Eine weitere Tellerfeder 50 dient der Abdichtung der Kammer 11 nach radial innen zwischen dem Flansch 31 und dem Deckblech 38. Hierzu liegt die Tellerfeder 50 mit ihrem Außendurchmesser an der Ausbuchtung 33 des Flansches 31 und mit ihrem Innendurchmesser im Bereich des axial verlaufenden Abschnittes 31a des Flansches 31 an dem Deckblech 38 an. Zur Zentrierung der Tellerfeder 50 weist das Deckblech 38 mehrere über den Umfang verteilte Zentriervorsprünge 51 auf, die durch teilweises Durchsetzen des Materials des Flansches 38 gebildet sind. Anstelle mehrerer über den Umfang verteilter Zentrieransätze 51 ist es auch möglich, einen kreisförmig geschlossenen Ansatz vorzusehen oder auch andererseits die Tellerfeder 50 entsprechend am Flansch 31 zu zentrieren.

Im Bereich ihres Außendurchmessers tragen die Deckbleche 38 und 46 mit ihren Radialbereichen 44 und 45 die zweite Schwungmasse 3. Die Radialbereiche 44 und 45 sind dabei auf der der Reibfläche abgewandten Seite der Sekundärschwungmasse 3 angeordnet, so daß bei einer eventuell auftretenden Undichtigkeit bzw. bei einem Versagen des O-Ringes 47 das in der Kammer 11 enthaltene Medium bzw. Schmiermittel in Richtung Primärschwungmasse 2 gelenkt wird und damit nicht die Reibwirkung an den Reibbelägen der Kupplungsscheibe 5 beeinträchtigen kann, wodurch die Reibungskupplung 4 weiterhin das volle Drehmoment übertragen kann. Die Verbindung mit der zweiten Schwungmasse 3 erfolgt in diesem Ausführungsbeispiel über ein Bördblech 52, das mit einem radial nach außen sich erstreckenden Verbindungsabschnitt 53 reibflächenseitig an der Sekundärschwungmasse 3 anliegt, diese radial innen größtenteils überdeckt und durch Ausnehmungen in

den Radialbereichen 44 und 45 axial hindurchtritt. Weiterhin weist das Bördelblech 52 brennkraftmaschinen-seitig Zungen 54 auf, die im montierten Zustand ebenfalls radial nach außen weisen und so die beiden Deckbleche 38 und 46 an der Schwungmasse 3 fixieren. Diese Zungen 54 erstrecken sich im ursprünglichen Zustand in Axialrichtung auf die Brennkraftmaschine zu und werden nach Positionierung und Montage der Sekundärschwungmasse 3, des Bördelblechs 52 und der Deckbleche 38 und 45 derart plastisch verformt, daß diese, wie in Fig. 1 dargestellt, radial nach außen weisen.

Zusammen mit dem Kupplungsaggregat, bestehend aus Kupplung 4 und Kupplungsscheibe 5, bildet das Zweimassenschwungrad 1 eine Baueinheit, die als solche vormontiert ist, so versandt, gelagert und auf die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine in besonders einfacher und rationeller Weise montiert werden kann, denn durch diese Ausgestaltung entfallen verschiedene Arbeitsvorgänge, wie der ansonsten erforderliche Zentriervorgang für die Kupplungsscheibe, der Arbeitsgang für das Einlegen der Kupplungsscheibe, das Aufsetzen der Kupplung, das Einführen des Zentrierdornes, das Zentrieren der Kupplungsscheibe selbst, sowie gegebenenfalls das Einstecken der Schrauben, sowie das Anschrauben der Kupplung und das Entnehmen des Zentrierdornes.

In den Bohrungen des Flanschbereiches 14 und des Flansches 15 können die Befestigungsschrauben 8 bereits vormontiert bzw. enthalten sein, wobei sie zweckmäßigerweise in einer verliersicheren Position gehalten sind, beispielsweise durch nachgiebige Mittel, die derart bemessen sind, daß ihre Haltekraft beim Anziehen der Schrauben 8 überwunden wird.

Die Kupplungsscheibe 5 ist in einer zur Rotationsachse der Einheit vorzentrierten Position zwischen Druckplatte 55 und der Reibfläche der Sekundärschwungmasse 3 eingespannt und darüber hinaus in einer solchen Position, daß die in der Kupplungsscheibe 5 vorgesehenen Öffnungen 56 sich in einer solchen Lageanordnung befinden, daß bei der Befestigung des Aggregates bzw. der Baueinheit an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine ein Verschraubungswerkzeug hindurch bewegt werden kann. Weiterhin können, wie dies in der gezeigten Ausführungsform dargestellt ist, die Öffnungen 56 kleiner sein als die Köpfe der Schrauben 8, so daß auch dadurch eine einwandfreie und verliersichere Halterung der Schrauben 8 innerhalb des Aggregates gewährleistet ist.

Auch in der Tellerfeder 57 sind im Bereich ihrer Zungen 57a Ausschnitte bzw. Öffnungen vorgesehen zum Durchgang eines Verschraubungswerkzeuges, die jedoch in dieser Figur nicht näher dargestellt sind. Dabei können diese Ausschnitte Verbreiterungen oder Erweiterungen der Schlitz bilden, die zwischen den Zungen 57a vorhanden sind. Die Öffnungen in der Tellerfeder 57 und die Öffnungen 56 in der Kupplungsscheibe 5 überdecken einander dabei in Achsrichtung und ermöglichen so durch ihre axial fluchtende Anordnung das Hindurchführen eines Montagewerkzeuges zum Anziehen der Schrauben 8 und damit zur Befestigung des Aggregates an der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine.

Die über die Tellerfeder 57 betätigbare Reibungskupplung 4 besitzt am Kupplungsdeckel 60 einerseits deckelseitig eine Schwenkauflage 58 und auf der dem Deckel 60 abgekehrten Seite eine Schwenkauflage 59. Die durch Drahringe gebildeten Schwenkauflagen 58 und 59 werden über am Umfang verteilt angeordnete Laschen 61 gehalten. Die Laschen 61 sind einstückig mit

dem Deckel 60 ausgeführt und durch entsprechende Verformung aus dessen Material gebildet. Auf der dem Deckel 60 abgewandten Seite umgreifen die Laschen 61 die Schwenkauflage 59 zumindest teilweise in axialer und radialer Richtung. Die Fixierung der Schwenkauflage 58 wird radial außerhalb der Schwenkauflage 58 durch eine in den Deckel 60 eingeprägte Sicke 62 sichergestellt. Anstelle einer umlaufenden, geschlossenen Sicke 62 können auch mehrere über den Umfang verteilte Teilsicken vorgesehen sein. Die Druckplatte 55 kann, wie dies aus der Figur hervorgeht, zumindest im Bereich der Laschen 61 an deren Kontur und in den anderen Bereichen an die Kontur der Schwenklagerung 59 angepaßt sein. Es kann jedoch auch abweichend vom dargestellten Beispiel zweckmäßig sein, die Anpassung an die Laschen 61 über den gesamten Umfangsbereich konstant zu belassen.

Zur Drehmomentübertragung und für die Abhubbewegung der Druckplatte 55 sind Blattfederelemente 63 vorgesehen, die — wie in Verbindung mit Fig. 2 ersichtlich ist — einerseits über Niete 64 mit dem Gehäuse oder Deckel 60 und andererseits über Niete 65 mit der Druckplatte 55 verbunden sind. Die Vernietung mit der Druckplatte 55 erfolgt dabei im Bereich von Druckplattennocken 66, die in diesem Beispiel radial nach innen ragen und radial innerhalb der Reibbeläge der Kupplungsscheibe 5 angeordnet sind. Die Druckplattennocken 66 durchdringen die Tellerfeder 57 in Axialrichtung im Bereich von Ausnehmungen 67, so daß die Blattfederelemente 63 auf der der Druckplatte 55 abgewandten Seite des Deckels 60 angeordnet sind. Eine derartige Blattfederanordnung ist in der Anwendung nicht auf ein geteiltes Schwungrad beschränkt, sondern kann auch ganz allgemein bei anders aufgebauten Kupplungstypen auch in Verbindung z. B. mit einem konventionellen Schwungrad Verwendung finden. Die erforderlichen Ausnehmungen 67 können, wie insbesondere in Verbindung mit Fig. 2 ersichtlich ist, durch Wegfall von Teilen der Tellerfederzungen 57a oder auch durch Wegfall von vollständigen Federzungen 57a gebildet sein. Die Tellerfederzungen 57a sind an die Kontur des Trägerblechs der Kupplungsscheibe 5 angepaßt und verlaufen bei der hier dargestellten gedrückten Kupplungsbauart in ausgerichteter Stellung der Reibungskupplung 4 zumindest annähernd parallel zu diesem.

Neben den Ausnehmungen 42 im Deckblech 38 und 56 in der Kupplungsscheibe 5 sind weitere auch zur Kühlung des Gesamtaggregats dienende Öffnungen bzw. Durchlässe 68 und 69 im Bereich des Kupplungsdeckels 60, 5a in der Kupplungsscheibe 5, 70 in der Sekundärschwungmasse 3 und 71 im Blechteil 13 der Primärschwungmasse 2 vorgesehen. Durch eine ausreichende Kühlung des Gesamtaggregates soll unter anderem verhindert werden, daß ein in dem torusartigen Bereich 12 enthaltenes pastöses Medium, wie Fett, sich unzulässig erwärmt, wodurch die Viskosität des Mediums so herabgesetzt werden kann, daß es flüssig wird. Weiterhin wirkt sich eine erhöhte thermische Belastung negativ auf die Gesamtlebensdauer der Baueinheit aus. Zur weiteren Verbesserung der Wärmeabfuhr können auch Oberflächenvergrößerungen in der Sekundärschwungmasse 3 (bei 72) und/oder in der Druckplatte 55 vorgesehen sein, wobei diese, wie auch die beschriebenen Durchlässe gebläseschaufelartig ausgebildet sein können.

Der mit der Sekundärschwungmasse 3 fest verbundene Kupplungsdeckel 60 besteht im wesentlichen aus dem axialen Bereich 73, der im wesentlichen hohlzylinder-

derförmig ausgebildet ist, und dem zumindest im wesentlichen radial verlaufenden Abschnitt 74, in dessen Bereich die Tellerfeder 57 schwenkbar gelagert ist. Der axiale Bereich 73 übergreift axial die Sekundärschwungmasse 3 und kann mit dieser über Stiftverbindungen oder auch mittels einer Verschweißung sowohl in axialer Richtung als auch in Drehrichtung fest gekoppelt sein. Weitere Arten von Verbindungsmöglichkeiten zeigt beispielsweise die DE-OS 41 17 584.

Teile des axialen Bereiches 73 bzw. axial gerichtete Zungen 75 erstrecken sich in Axialrichtung über die Sekundärschwungmasse 3 hinaus in Richtung auf die Brennkraftmaschine zu. In ihrem axialen Endbereich ragen diese Zungen 75 in den axialen Bereich, der radial innen von dem Radialbereich 24 und radial außen von dem Axialbereich 23 des Trägheitskörpers 21 oder Masseringes begrenzt wird. In diesem von dem Massering 21 umfaßten Raum ist eine Reibeinrichtung 76 angeordnet, die über die Axialzungen 75 ansteuerbar ist. Die Reibeinrichtung 76 beinhaltet zumindest einen Reibschuh 77, wie er beispielsweise in Fig. 5 dargestellt ist. Der Reibschuh 77 besteht aus einem Kunststoffteil 78, das im wesentlichen an den Einbauraum bzw. an den Einbauradius angepaßt ist, und einem oder mehreren Kraftspeichern 79, die das Kunststoffteil 78 in Radialrichtung spreizen können. Der Reibschuh 77 ist in Axialrichtung dadurch fixiert, daß er radial innen eine Einrastkontur 80 aufweist, die mit dem Massering 21 zusammenwirkt. In dem hier dargestellten Beispiel besteht die Einrastkontur 80 aus einer kegelförmigen Fläche, wobei die Spitze des Kegels in Richtung Brennkraftmaschine weist, die hinter einen entsprechenden Hinterschnitt, also eine ebenfalls kegelige Ausformung, des Radialbereichs 24 greift.

Der in Fig. 4 gezeigte Reibschuh 177 weist gegenüber dem Reibschuh 77 eine andersartige Gestaltung auf. So wird hier ein zunächst ebenes Kunststoffteil 178 dadurch radial vorgespannt, daß das zunächst ebene Kunststoffteil 178 zusammen mit einem als Blattfeder wirkenden Runddraht 179, der zunächst ebenfalls gerade ist, in den gekrümmten von dem Massering 21 umgriffenen Raum verformt eingebaut wird. Aus Fig. 4 geht weiterhin hervor, daß die Axialzungen 75 auch einen Abstand 81 zu dem Reibschuh 77 bzw. 177 aufweisen können, wodurch es möglich ist, die Reibwirkung erst nach einem gewissen Verdrehwinkel, nach dem das Spiel bzw. der Abstand 81 überbrückt ist, einsetzen zu lassen. Bei mehreren am Umfang verteilten Reibschuhen 77 bzw. 177 ist es weiterhin möglich, diese Abstände unterschiedlich auszubilden, so daß sich eine abgestufte Reibwirkung ergibt. So können beispielsweise auch Reibschuhe 77 bzw. 177 ohne Spiel zwischen die jeweiligen Axialzungen 75 eingebracht werden. Ebenso ist es möglich, dadurch die Reibungskraft abzustufen bzw. zu beeinflussen, daß unterschiedliche Materialien für die Reibschuhe 77, 177 verwendet werden oder daß diese Reibschuhe 77 oder 177 mit unterschiedlicher radialer Vorspannung verbaut werden.

In Fig. 6 sind Bauteile, die bisher beschriebenen Bauteilen ähneln oder gleichen, mit ähnlichen Bezugszeichen versehen, die jedoch um 100 erhöht sind.

Das geteilte Schwungrad 101 stimmt im wesentlichen Aufbau mit dem bisher beschriebenen Zweimassenschwungrad 1 überein, weist jedoch im Unterschied zu diesem anstelle der Wälzlagerung 6 eine Gleitlagerung 106 auf. Zur Bildung der Gleitlagerstelle 106 ist auf die äußere Mantelfläche oder Tragschulter im axialen Endabschnitt 115b des Flansches 115 Gleitlagerwerkstoff,

hier in Form einer Kunststoffbuchse 106b aufgebracht. Die Lagerbuchse 106b erstreckt sich vom freien Ende des axialen Endabschnitts 115b, an dem sie mit einem radial nach innen weisenden Bund 106c anliegt, zunächst in Richtung auf die Brennkraftmaschine zu und geht unter Bildung einer Krümmung in einen radial nach außen weisenden Bereich 106d über, der an dem Abstützbereich 115d des Flansches 115 anliegt. Die zunächst sich in Axialrichtung auf den Motor zu erstreckende Schulter 139 des Deckblechs 138, die mit ihrem Innenumfang die Lagerschale 106b umschließt, ist an ihrem freien, brennkraftmaschinenseitigen Ende 139a an den Verlauf der Lagerschale 106b bzw. deren radial nach außen weisenden Abschnitt 106d angepaßt. Durch eine derartige Ausgestaltung ist sichergestellt, daß sich das Deckblech 138 und mit diesem die Sekundärschwungmasse 103 mit der darauf befestigten Kupplung 104 sowohl in Radialrichtung als auch zumindest in eine Axialrichtung abstützen kann. Abweichend von dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel ist es möglich, die Abstützung der Radialkraftkomponente und der Axialkraftkomponente mit getrennten Lagerschalenteilen vorzusehen.

Die Verbindung des Trägerblechs der Kupplungsscheibe 105 mit ihrer Nabe bzw. ihrem Nabenflansch ist hier nicht wie im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 über Niete, sondern über eine Reibschweißverbindung 105b hergestellt. Weiterhin kann diese Verbindung auch hergestellt sein unter Heranziehung von Material des Nabenflansches, so daß wiederum keine zusätzlichen Verbindungsteile erforderlich sind. Diese Verbindungen lassen sich also mit geringem Teileaufwand auf wirtschaftliche Weise herstellen.

Fig. 6a zeigt eine weitere Verbindung 105c des Trägerblechs mit der Kupplungsscheibe 105 mit ihrer Nabe bzw. ihrem Nabenflansch. Hierzu ist das Trägerblech im Bereich der Durchgangsöffnungen 156 derart verformt, daß eine Vernietung mit dem Nabenflansch unter Heranziehung von Material des Trägerbleches der Kupplungsscheibe 105 gebildet wird. Hier durchdringt also Material des Trägerbleches der Kupplungsscheibe 105 den Nabenflansch in axialer Richtung und wird nach dem axialen Durchtritt, bezogen auf die Durchgangsöffnungen 156, radial nach außen verformt, um so einen Hinterschnitt zu bilden, der das Trägerblech und den Nabenflansch der Kupplungsscheibe 105 fest verbindet. Auf diese Weise kann eine dauerhafte Verbindung mit wenigen Teilen gebildet werden. Durch den großen Vernietungslochkreis und Nietdurchmesser kann das Trägerblech in seiner Stärke reduziert werden.

Eine weitere Ausgestaltungsmöglichkeit ist in Fig. 7 gezeigt, wobei für gleiche bzw. ähnliche Teile wiederum ähnliche Bezugszeichen verwendet sind, jedoch um weitere Hundert erhöht.

Das hier gezeigte Zweimassenschwungrad 201 unterscheidet sich im wesentlichen durch die Verbindung der Sekundärschwungmasse 203 mit dem Deckblech 246 von der Ausführungsform nach Fig. 1. Das Deckblech 246 weist einen verlängerten Radialbereich 245 auf, der die Sekundärschwungmasse 203 in Radialrichtung überdeckt und der an seinem radial äußeren Ende in einen von der Brennkraftmaschine weg weisenden Axialbereich 245a übergeht. Mit diesem Axialbereich 245a überdeckt das Deckblech 246 die Sekundärschwungmasse 203 zumindest teilweise in Axialrichtung und ist zusammen mit dieser mit dem axial verlaufenden Bereich 273 des Kupplungsdeckels 260 über Stifte fest verbunden. Im radial inneren Bereich der Sekundär-

schwungmasse 203 ist das Deckblech 246 über zunächst in Axialrichtung von der Brennkraftmaschine weg weisende Zungen 246a, die den Radialbereich 244 des Deckblechs 238 axial durchdringen und die nach dem Zusammenbau dieser Teile plastisch so verformt werden, daß sie auf der Seite der Sekundärschwungmasse 203 radial nach innen weisen, mit dem Deckblech 238 fest verbunden. Diese Zungen 246a sind direkt aus dem Material des Deckblechs 246 gebildet, so daß ein zusätzliches Bördelblech, ähnlich dem Bördelblech 52 in Fig. 1, entfallen kann. Ein weiterer Vorteil dieses Aufbaus ist darin zu sehen, daß der Wärmeübergang von der Sekundärschwungmasse 203 auf die beiden Deckbleche 238 und 246 und somit die Direkteinwirkung auf das Schmiermittel reduziert ist. Weiterhin dienen insbesondere zur Kühlung zusätzliche Ausnehmungen 245b im Radialbereich 245 des Deckblechs 246.

Für die Reibeinrichtung 276 sind in diesem Ausführungsbeispiel Reibschuhe 177 vorgesehen, deren Ausführungsform in Fig. 4 dargestellt ist und die mit einer Einrastkontur 180 den Schenkel 224 des Masserings 221 hintergreifen. Bei einem derart ausgeführten Reibschuh 177 kann die radial äußere Begrenzungsfläche des Schenkels 224 achsparallel bleiben, wodurch Bearbeitungsgänge zur Herstellung der kegelförmigen Ausbildung gemäß Fig. 1 entfallen und so eine wirtschaftliche Fertigung möglich ist.

In Fig. 8 ist eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung gezeigt, wobei die Bezugszeichen für ähnliche oder gleiche Teile wiederum um Hundert erhöht sind.

Im Unterschied zum in Fig. 1 dargestellten Zweimassenschwungrad 1 hat das geteilte Schwungrad 301 einen Massering 321, der einen etwa S-förmigen Querschnitt besitzt, wobei er wiederum eine Reibeinrichtung 376 umfassend in sich aufnimmt. In Funktion, Anordnung und Gestaltung entspricht die Reibeinrichtung 376 im wesentlichen den bisher beschriebenen Reibeinrichtungen.

Im Unterschied zu den bisher beschriebenen Drehmomentübertragungseinrichtungen weist das Zweimassenschwungrad 301 ein Drehmomentbeschränkungsorgan bzw. eine Rutschkupplung 381 auf, die wirkungsmäßig zwischen der Sekundärschwungmasse 303 und den die Kammer 311 bildenden Deckblechen 338 und 346 angeordnet ist. Die Verbindung der Sekundärschwungmasse 303 mit den Deckblechen 338 und 346 erfolgt über ein Bördelblech 352 in ähnlicher Weise, wie dies in Verbindung mit Fig. 1 beschrieben ist. Zwischen der Sekundärschwungmasse 303 und dem Bördelblech 352 bzw. dem Deckblech 338 ist Reibmaterial 382 in Form eines Reibbelages aufgebracht. Dieser Belag dient gleichzeitig als Wärmeisolierung in Richtung auf die das Schmiermittel enthaltende Kammer 311 zu. Zwischen dem Radialbereich 345 des dem Blechteil 313 zugewandten Deckblechs 346 und den verformten Haltezungen 354 des Bördelblechs 352 ist eine Tellerfeder 383 angeordnet, die eine Axialkraft erzeugt, die die Sekundärschwungmasse 303, das Bördelblech 352 und die Radialbereiche 344 und 345 zueinander verspannt, so daß aufgrund der am Reibbelag 382 auftretenden Reibung ein bestimmtes Drehmoment bzw. eine bestimmte in Umfangsrichtung wirkende Kraft von der Rutschkupplung 381 und somit von dem geteilten Schwungrad 301 übertragen werden kann.

Die Anpreßkraft der Tellerfeder 383 und damit das übertragbare Drehmoment ist derart beeinflussbar, daß das übertragbare Drehmoment im Bereich der maxima-

len Relativverdrehung von Primärschwungmasse 302 zu Sekundärschwungmasse 303 vermindert wird, so daß sich die Primär- und Sekundärseite bei zumindest teilweise geöffneter Rutschkupplung 381 weiter gegeneinander verdrehen können, um so schädliche Übermomente von weiteren Bauteilen fernzuhalten bzw. deren Übertragung in das nachgeschaltete Getriebe zu vermeiden. Hierzu weist die Tellerfeder 383, wie insbesondere in Verbindung mit Fig. 9 ersichtlich ist, aus ihrer Ebene in Richtung auf die Brennkraftmaschine zu geneigte Flügel 383a auf, die mit entsprechend ausgebildeten Auflauframpen 313a des Blechteils 313 zusammenwirken können.

Bei einer Relativverdrehung von Primärschwungmasse 302 und Sekundärschwungmasse 303 zueinander, nähern sich die Zungen 383a und die Auflauframpen 313a einander an, wobei diese nach einem bestimmten Verdrehwinkel aneinander zur Anlage kommen. Bei einer weiteren Fortsetzung der Relativverdrehung in gleicher Richtung gleiten die Zungen 383a auf den Auflauframpen 313a und bewirken eine axiale Annäherung der Tellerfeder 383 an das Blechteil 313 der Primärschwungmasse 302, wodurch die Tellerfederkraft reduziert wird. Eine derartige Reduzierung der Tellerfederkraft bewirkt ein zumindest teilweises Öffnen der Rutschkupplung 381, so daß die Sekundärschwungmasse 303 mit der auf ihr befestigten Kupplung 304 relativ zu den Deckblechen 338 und 346 durchrutschen kann. Die Rutschkupplung 381 kann dabei sowohl nur in eine Richtung der Relativverdrehung als auch in beide Richtungen wirken, wobei sie in beide Relativverdrehrichtungen sowohl gleich, das heißt symmetrisch, als auch unterschiedlich ausgeführt sein kann. Die Rutschkupplung bzw. das Drehmomentbeschränkungsorgan 381, das hier endwinkelgesteuert ausgeführt ist, ist also bei diesem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 8 sekundärseitig und in radialer Richtung (fluchtend) zwischen der Sekundärschwungmasse 303 und den Kraftspeichern 310 angeordnet.

Der in Fig. 10 gezeigte Aufbau ähnelt wiederum im wesentlichen dem nach Fig. 1, wobei für in der Funktion gleiche bzw. ähnliche Teile ähnliche Bezugszeichen verwendet sind, die wiederum um Hundert erhöht sind.

Bei dem hier dargestellten Zweimassenschwungrad 401 liegen die Flansche 415 und 431 über die gesamte Erstreckung des Flansches 431 aneinander an, weisen also keinen Bereich auf, in dem sie voneinander axial beabstandet sind. Weiterhin weist hier das Blechteil 415 der Primärschwungmasse 402 den Zentriersitz 430 zur Zentrierung der Primärschwungmasse 402 bzw. des gesamten Zweimassenschwungrades 401 auf der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine auf. Die Flansche 415 und 431 können auch in einem einzigen Teil zusammengefaßt sein, das als Gußteil, Schmiedeteil oder Sinterteil ausgeführt sein kann.

Die radial innere Begrenzung der Kammer 411 ist in diesem Ausführungsbeispiel durch ein separates, eine Wandung bildendes Teil 484 gebildet, das in diesem Fall aus Kunststoff gefertigt ist und das zusätzlich mit seinem radial inneren Bereich die Köpfe der Befestigungsschrauben 408 umgibt und geeignet ausgeführt sein kann, diese zu führen bzw. ein Verkanten der Schrauben 408 zu vermeiden. In seinem radial äußeren Bereich umgibt das Kunststoffteil 484 die als Dichtung wirkende Tellerfeder 450, die andererseits mit dem Deckblech 438 zusammenwirkt. Die zur Hindurchführung eines Verschraubungswerkzeugs bzw. zum Durchtritt der Befestigungsschrauben 408 dienenden Ausnehmungen 442

sind von einem axialen Ansatz oder Kragen 442a umgeben, der mit seinem Innenumfang geeignet ist, die Befestigungsschrauben 408 im nicht montierten Zustand des Zweimassenschwungrades 401 aufzunehmen, zu stützen und in zumindest annähernd coaxialer Lage zur Rotationsachse der Drehmomentübertragungseinrichtung zu halten. Im radial äußeren Bereich ihres Außenumfangs können diese Ansätze oder Krägen 442a eine Hilfszentrierung beispielsweise für die Montage für die Tellerfederdichtung 450 bilden.

Die Sekundärschwungmasse 403 ist in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel mittels mehrerer am Umfang verteilter Befestigungsplatten 485 mit dem axialen Bereich 473 des Kupplungsdeckels 460 verbunden. Wie insbesondere in Verbindung mit Fig. 11 ersichtlich ist, weisen die Befestigungsplatten 485 radiale Vorsprünge auf, die den axialen Bereich 473 des Kupplungsdeckels 460 durch geeignete Ausnehmungen durchdringen. Die Befestigungsplatten 485 werden mittels Schrauben 485a mit der Sekundärschwungmasse 403 an ihrer der Reibfläche abgewandten Seite verschraubt, wobei die Schrauben über auch zur Belüftung dienende Öffnungen 485b in der ersten Schwungmasse 402 erreichbar sind. Dabei können über unterschiedliche Ausformungen der Kontaktflächen zwischen Befestigungsplatten 485 und Sekundärschwungmasse 403 unterschiedliche radiale und axiale Vorspannkkräfte erzeugt werden.

Das Blechteil 413 der Primärschwungmasse 402 weist weitere auch zur Belüftung dienende Öffnungen 471 und 471a auf, deren radial innere 471a etwa im radialen Bereich der Kammer 411 angeordnet ist. Dadurch kann ein Luftstrom erzeugt werden, der an der Kammer 411 direkt vorbeistreicht und somit eine unzulässige Erwärmung des in der Kammer enthaltenen Schmiermittels vermeidet. Weiterhin ist aus der Fig. 10 entnehmbar, daß die der Brennkraftmaschine abgewandte Seite des Blechteils 413 im radialen Bereich der Kammer 411 an deren Kontur zumindest im wesentlichen angepaßt ist.

In Fig. 12 ist beispielhaft die Anordnung der Beaufschlagungsbereiche 436a und 436b gezeigt, zu denen die Beaufschlagungsbereiche 437a und 437b symmetrisch ausgeführt sind. Die Beaufschlagungsbereiche 436a, 436b, 437a, 437b werden dabei ohne zusätzliche Einzelteile gebildet, indem das Material der Deckbleche 438 und 446 in Axialrichtung verformt wird, und zwar derart, daß diese Verformungen axial aufeinander zu weisen. Um die in Fig. 12 dargestellte Abstufung der Beaufschlagungsbereiche 436a und 436b in Umfangsrichtung zu erreichen, können diese axialen Verformungen durch einen sogenannten Doppeleinzug gebildet sein.

Obwohl das dargestellte Zweimassenschwungrad 401 keine separate Reibeinrichtung aufweist, kann es sowohl mit einer Reibeinrichtung für den Leerlaufbereich als auch mit einer solchen für den Lastbereich ausgeführt werden. Das Trägerblech der Kupplungsscheibe 405 ist wiederum an die Kontur des Deckblechs 438 im wesentlichen angepaßt und verfügt sowohl radial im Bereich der Kammer 411 als auch radial außerhalb dieser über Belüftungsöffnungen zum Durchtritt eines Kühlluftstromes, der dann an der Kammerwandung 438 entlangstreichen kann und durch Belüftungsausnehmungen 470 in der Sekundärschwungmasse 403, in Richtung auf die Primärschwungmasse 402 zu, hindurchtreten kann.

Bei dem in Fig. 13 gezeigten Zweimassenschwungrad 501 sind die Aufgaben und Funktionen der Flansche 415 und 431 sowie des Kunststoffteils 484 in einem einzigen

Flansch 515 vereinigt. Dieser Flansch 515 kann wiederum als Gußteil, Schmiedeteil oder Sinterteil ohne Nachbearbeitung gefertigt sein, was beispielsweise zur Folge hat, daß die Primärschwungmasse 502 ohne Montage-nacharbeit aufgesetzt werden kann. Ein Sinterteil als Flansch 515 kann sich auch deswegen als wirtschaftlich erweisen, weil ein weiteres Kunststoffdichtteil, ähnlich dem Kunststoffteil 484 in Fig. 12, entfallen kann und weil beispielsweise auch der Sitz 515b für das Lager 506 und der Zentriersitz 530 zur Montage an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine ohne weitere Nachbearbeitung herstellbar sind.

In Fig. 14 sind wiederum für zumindest in der Funktion gleiche oder ähnliche Bauteile ähnliche Bezugszeichen wie in den bisherigen Figuren verwendet, jedoch wiederum um Hundert erhöht, beginnend mit 601.

Fig. 14 zeigt ein geteiltes Schwungrad oder Zweimassenschwungrad 601, das eine an einer nicht gezeigten Abtriebswelle eines Motors befestigbare erste oder Primärschwungmasse 602 besitzt, sowie eine zweite oder Sekundärschwungmasse 603. Auf dieser zweiten Schwungmasse 603 ist eine Reibungskupplung 604 unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe 605 befestigt, deren Nabe auf der Antriebswelle eines nicht dargestellten Getriebes oder auf einer mit dieser verbundenen Welle aufnehmbar ist. Die hier starr ausgeführte, lediglich als Beispiel dienende Kupplungsscheibe 605 kann auch weitere Bauformen umfassen und so beispielsweise mit einer Belagfederung ausgestattet sein.

Die beiden Schwungmassen 602 und 603 sind unter Einbeziehung von mit ihnen fest verbundenen Bauteilen über eine hier ein Wälzlager umfassende Lagerung 606 verdrehbar zueinander gelagert, die in diesem Beispiel radial außerhalb der Bohrungen 607 zur Durchführung von Befestigungsschrauben 608 für die Montage der Drehmomentübertragungseinrichtung 601 auf der Abtriebswelle eines Motors angeordnet ist. Zwischen den beiden Schwungmassen 602 und 603 ist eine Dämpfungseinrichtung 609 wirksam, die beispielsweise Schraubendruckfedern 610 oder auch Schenkelfedern aufweist, die in einem ringförmigen Raum 611 aufgenommen sind, wobei der ringförmige Raum 611 in seinem radial äußeren Bereich einen etwa torusartigen Bereich 612 bildet. Der ringförmige Raum 611 ist dabei zumindest teilweise mit einem schmiermittelartigen Medium befüllbar.

Die Primärschwungmasse 602 besitzt ein vorzugsweise aus Blechmaterial hergestelltes oder gezogenes Bauteil 613, das zur Befestigung des geteilten Schwungrades 601 an der Kurbelwelle des Motors dient. Dabei bildet das Bauteil 613 an seiner Innenperipherie einen im wesentlichen in Radialrichtung verlaufenden flanschartigen Bereich 614, der radial innen einen Flansch 615 trägt, dessen Radialbereiche 615a mit den Ausnehmungen 607 fluchtende Bohrungen für die Befestigungsschrauben 608 besitzt. Das hier dargestellte einreihige Kugellager 606 ist mit seinem Außenring 617 in einer inneren Mantelfläche oder einem Tragbereich im axialen Endabschnitt 615b des Flansches 615 aufgenommen. Auf dem Innenring 616 des Wälzlagers der Lagerung 606 ist die zweite Schwungmasse 603 abgestützt.

Der im wesentlichen radial verlaufende Bereich 614 geht nach einer axial auf die Brennkraftmaschinenseite zu gerichteten Topfung 618 in den einstückig mit der Primärschwungmasse 602 ausgeführten Anlasserzahnkranz 619 über. Der Anlasserzahnkranz 619 ist hier wiederum nach einem Verfahren gefertigt, wie es beispielsweise im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben ist. Der

radial nach innen weisende Schenkel 620 ist mit dem Blechteil 613 verschweißt und geht im Bereich dieser Verschweißung über in einen Axialbereich 620a, der sich von der Brennkraftmaschinen-seite weg erstreckt und der an seinem freien Ende wiederum übergeht in einen Radialabschnitt 620b, der sich in Richtung auf die Rotationsachse der Drehmomentübertragungseinrichtung 601 zu erstreckt.

Zur Erhöhung des Massenträgheitsmomentes des um seine Rotationsachse drehenden Zweimassenschwungrades 601 besitzt die mit dem Motor koppelbare Primärschwungmasse 602 einen Massering 621, der in diesem Beispiel als Gußteil ausgeführt ist. Der Massering 621 liegt zumindest teilweise an der der Brennkraftmaschine abgewandten Seite des Blechteils 613 an und grenzt radial außen an den Axialabschnitt 620a. Die Befestigung des Masserings 621 innerhalb der Primärschwungmasse 602 kann dabei durch Umbördeln des Abschnittes 620b erfolgen, der ursprünglich eine axiale Verlängerung des Axialabschnitts 620a darstellt und nach seiner plastischen Verformung radial nach innen weist, wie dies in der Fig. 14 gezeigt ist.

Der Flansch 615 ist mit der Primärschwungmasse 602 zentriert verbunden, wobei die Zentrierung beispielsweise über einen Zentriersitz 628 erfolgen kann, der mit einer entsprechenden zentralen Ausnehmung des Blechteils 613 zusammenwirkt. Weiterhin weist der Flansch 615 radial innen einen Zentriersitz 630 auf, der im angebauten Zustand das Zweimassenschwungrad 601 auf der dieses antreibenden Welle zentriert.

Radial außerhalb seines Radialbereiches 15a erstreckt sich der Flansch 15 zunächst axial von der Brennkraftmaschinen-seite weg (in dem gezeigten Ausführungsbeispiel bis in den Endbereich der Köpfe der Befestigungsschrauben 608), um sich daran anschließend wieder in Radialrichtung nach außen zu erstrecken. In seinem radial äußeren Bereich bildet der Flansch 615 Beaufschlagungsbereiche 634 für die Schraubenfedern 610. Die Beaufschlagungsbereiche 634 sind durch radial verlaufende Ausleger 615c gebildet, die in Zwischenräumen zwischen den in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern 610 hineinragen. Der Flansch 615 bzw. dessen radial außerhalb des axialen Endabschnitts 615b gelegenen Beaufschlagungsbereiche 634 können dabei auch so ausgebildet sein, wie dies in Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben ist, also insbesondere an die Federenden angepaßt sein.

Die Kraftspeicher 610 beaufschlagen andererseits Beaufschlagungsbereiche 636 und 637, die wiederum analog zu dem in Fig. 1 Beschriebenen in unterschiedliche Beaufschlagungsbereiche aufgeteilt sein können. Der Beaufschlagungsbereich 636 ist an einem ersten Deckblech 638 angeordnet, das sich radial innen an der Lagerung 606 bzw. hier am Lagerinnenring 616 des einreihigen Wälzlagers 606 abstützt und das radial außen die Sekundärschwungmasse 603 trägt. Das Deckblech 638 weist an seinem radial inneren Bereich eine in Axialrichtung sich auf den Motor zu erstreckende Schulter 639 auf, die einen Außendurchmesser besitzt, auf dem der Lagerinnenring 616 aufgenommen ist. Radial innerhalb der Lagerung 606 verläuft das Deckblech 638 zumindest im Bereich der am Umfang verteilten Befestigungsschrauben 608 radial nach innen.

Dieser radiale Abschnitt 641 beinhaltet Durchgangsausnehmungen 642, die geeignet sind, die Köpfe der Befestigungsschrauben 608 in nicht angebautem Zustand der Drehmomentübertragungseinrichtung 601 derart zu fixieren, daß diese ihre im wesentlichen ko-

axiale Lage zur Rotationsachse der Drehmomentübertragungseinrichtung 601 behalten. Radial außerhalb der Lagerung 606 bildet das Deckblech 638 eine Kammerwandung der Kammer 611 und umfaßt die Kraftspeicher 610 zumindest teilweise. Daran schließt sich ein nach außen weisender Radialabschnitt 644 an, der mit einem Radialabschnitt 645 des zweiten Deckblechs 646, das axial zwischen dem Deckblech 638 und dem Deckblech 613 angeordnet ist, in dem dargestellten Beispiel über eine Verschweißung fest verbunden ist. Zwischen den Kraftspeichern 610 und den radial äußeren Bereichen des torusartigen Raumes 612 bzw. der ringförmigen Kammer 611 ist ein Verschleißschutz 612a vorgesehen, der in diesem Beispiel schalenartig die Schraubenfedern 610 umgreift.

Der Radialabschnitt 644 überragt den Radialabschnitt 645 und ist an seiner äußeren Peripherie, ähnlich wie bereits beschrieben, zur Bildung eines radial nach innen weisenden Schenkels 644a umgefaltet. Der radial äußere Teil des Schenkels 644a liegt dabei direkt am Radialbereich 644 an, während der radial innere, freie Bereich des Schenkels 644a einen Abstand zu dem Radialbereich 644 aufweist. Der Schenkel 644a erstreckt sich dabei bis nahe an die radial äußere Begrenzung der ringförmigen Kammer 611. Durch den genannten axialen Abstand kann ein Kühlluftstrom geführt werden, der durch axiale Ausnehmungen 644b im Radialbereich 644 hindurchtritt und durch den Zwischenraum zwischen Massering 621 und Sekundärschwungmasse 603 radial nach außen geführt werden kann.

Radial innerhalb des Beaufschlagungsbereiches 637 weist das Deckblech 646 einen axial in Richtung Brennkraftmaschine abgesetzten Bereich 648 auf, an dem eine Tellerfeder 649 anliegt, die radial innen in Kontakt ist mit dem Flansch 615 und somit die Kammer 611 nach radial innen abdichtet. Die Zentrierung der Tellerfeder 649 kann dabei sowohl das Deckblech 646 als auch der Flansch 615 übernehmen. Eine weitere Tellerfeder 650 dient der Abdichtung der Kammer 611 nach radial innen zwischen dem Flansch 615 und dem Deckblech 638. Hierzu ist die Tellerfeder 650 an ihrem Außenumfang am Flansch 615 zentriert gehalten und liegt mit ihrem Innenumfang federnd an dem Deckblech 638 an. In diesem Ausführungsbeispiel ist die Tellerfeder 650, also die Abdichtung der Kammer 611 radial nach innen, radial innerhalb der Lagerung 606 angeordnet. Eine derartige Anordnung ermöglicht es, die Befüllung des ringförmigen Raumes 611 mit einem trockenen oder pastösen Schmiermittel derart vorzunehmen, daß zumindest im Betrieb, das heißt bei Rotation des Zweimassenschwungrades 601, die Lagerung 606 Schmiermittelkontakt aufweist. Das Zweimassenschwungrad 601 kann wiederum zusammen mit dem Kupplungsaggregat, bestehend aus Kupplung 604 und Kupplungsscheibe 605, als Baueinheit ausgebildet sein, die als solche vormontiert ist, wie dies bereits beschrieben wurde. Dabei ist dann die Kupplungsscheibe 605 in einer zur Rotationsachse der Einheit vorzentrierten Position zwischen der Druckplatte 655 und der Reibfläche der Sekundärschwungmasse 603 eingespannt.

Die über die Tellerfeder 657 betätigbare Reibungskupplung 604 besitzt am Kupplungsdeckel 660 deckel-seitig eine Schwenkauflage 658 und auf der dem Deckel abgekehrten Seite eine Schwenkauflage 659, die Bestandteil einer den Verschleiß kompensierenden Nachstelleinrichtung 686 sind, die ähnlich ausgeführt sein kann, wie in der DE-OS 42 39 291 beschrieben. Zur Drehmomentübertragung und für die Abhubbewegung

der Druckplatte 655 sind Blattfederelemente 663 vorgesehen, die einerseits über Niete mit dem Gehäuse oder dem Deckel 660 und andererseits über Niete 665 mit der Druckplatte 655 verbunden sind. Die Vernietung mit der Druckplatte 655 erfolgt dabei radial innerhalb der Reibbeläge der Kupplungsscheibe 605 und radial außerhalb des Beaufschlagungsbereiches 666a, an dem der radial äußere Bereich der Tellerfeder 657 anliegt.

Ausnahmen zur Durchführung von Befestigungsschrauben 608 bzw. von Werkzeug, um diese zu betätigen, sowie Ausnahmen, die zur Kühlung dienen, sind analog zu den bisher beschriebenen Beispielen auch bei dem hier gezeigten Aufbau ausführbar.

Der radial äußere Bereich der Sekundärschwungmasse 603 trägt den Kupplungsdeckel 660, der mit dieser fest verbunden ist. Die Verbindung des Kupplungsdeckels 660 mit der Sekundärschwungmasse 603 bzw. mit dem Radialabschnitt 644 erfolgt in diesem Fall über Befestigungszungen 674a, die sich im nicht montierten Zustand zumindest annähernd in Axialrichtung erstrecken und die nach dem Eindrücken bzw. Einlegen des Sekundärschwungrades 603 derart plastisch verformt werden, daß sie, wie gezeigt, radial nach innen weisend in entsprechende Ausnahmen der Sekundärschwungmasse 603 eingreifen und somit eine sowohl in Axial- als auch in Umfangsrichtung feste Verbindung herstellen.

Die Erfindung ist nicht auf die dargestellten und beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, sondern umfaßt auch Varianten, die durch Kombination von einzelnen in Verbindung mit den verschiedenen Ausführungsformen beschriebenen Merkmalen bzw. Elementen gebildet werden können. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere bisher nur in der Beschreibung offenbarte Merkmale von erfindungswesentlicher Bedeutung zu beanspruchen.

Patentsprüche

1. Drehmomentübertragungseinrichtung mit mindestens zwei entgegen der Wirkung einer Dämpfungseinrichtung mit in Umfangsrichtung wirkenden Kraftspeichern über eine Lagerung zueinander verdrehbaren Schwungmassen, von denen die eine — erste — mit der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine und eine weitere — zweite — über eine Reibungskupplung mit der Antriebswelle eines Getriebes verbindbar ist, wobei die Kraftspeicher radial innerhalb der Reibfläche der Reibungskupplung in einer zumindest im wesentlichen geschlossenen, sich in Umfangsrichtung erstreckenden Kammer angeordnet sind.
2. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer die Kraftspeicher zumindest im radial äußeren Bereich umschließt.
3. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer zumindest im radial äußeren Bereich an die Kontur der Kraftspeicher anschmiegt ist.
4. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer aus mindestens zwei Wandungen gebildet ist, von denen wenigstens die eine mit der zweiten Schwungmasse verbunden ist.
5. Drehmomentübertragungseinrichtung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eine der

Kammerwandungen die zweite Schwungmasse trägt.

6. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung als Gleitlagerung ausgeführt ist.

7. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung als Wälzlagerung ausgeführt ist.

8. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher unter Verwendung von Schraubenfedern gebildet sind.

9. Drehmomentübertragungseinrichtung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher unter Verwendung von Schenkelfedern gebildet sind.

10. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer zumindest radial innen im wesentlichen abgedichtet und zumindest teilweise mit Trockenschmiermittel gefüllt ist.

11. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer über eine Labyrinthdichtung abgedichtet ist.

12. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammer zumindest im wesentlichen abgedichtet und mit viskosem/ pastösem Medium zumindest teilweise befüllt ist.

13. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung innerhalb der Kammer angeordnet ist.

14. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung radial innerhalb der Kraftspeicher angeordnet ist.

15. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das die zweite Kammerwandung bildende Deckblech radial außerhalb der Kraftspeicher mit dem die eine Kammerwandung bildenden Deckblech fest verbunden ist.

16. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindung unter Verwendung eines O-Ringes zwischen den Kammerwandungen abgedichtet ist.

17. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die die Kammerwandungen bildenden Deckbleche Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher aufweisen.

18. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Beaufschlagungsbereiche durch aufeinander zu gerichtete axiale Einprägungen gebildet sind, die axial in Zwischenräume zwischen den Kraftspeichern ragen.

19. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche mit der zweiten Schwungmasse verbunden sind.

20. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche an der der Reibfläche abgekehrten Seite der zweiten Schwungmasse angelenkt sind.

21. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche mit der zweiten Schwungmasse formschlüssig verbunden sind.
22. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche mit der zweiten Schwungmasse reibschlüssig verbunden sind.
23. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß ein Drehmomentbegrenzungsorgan derart im Kraftübertragungsweg vorgesehen ist, daß der Drehmomentfluß — vom Motor her gesehen — von der ersten Schwungmasse her über ein in die Kammer eintauchendes, die Kraftspeicher beaufschlagendes Flanschteil, auf die Kraftspeicher, von dort auf die Kammerwandungen, von dort auf die radial außerhalb der Kraftspeicher vorgesehene, jedoch radial innerhalb des oder lediglich geringfügig in den radial weiter außen liegenden Reibbereich der Reibungskupplung eintauchende Reibfläche des Drehmomentbegrenzungsorgans und von dort zur zweiten Schwungmasse erfolgt.
24. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 22 oder 23, dadurch gekennzeichnet, daß die reibschlüssige Verbindung axial vorgespannt ist.
25. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß eine Tellerfeder die zur axialen Vorspannung erforderliche Axialkraft aufbringt.
26. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Axialkraft durch Betätigung der Tellerfeder veränderbar ist.
27. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigung der Tellerfeder durch die erste Schwungmasse erfolgt.
28. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß das Betätigungselement einstückig mit der ersten Schwungmasse ausgeführt ist.
29. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 22 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche mit der zweiten Schwungmasse unter Zwischenlage von Reibmaterial verbunden sind.
30. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibmaterial eine thermische Isolierung bildet.
31. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein eine Kammerwandung bildendes Deckblech von der Lagerung getragen ist.
32. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Kraftspeicher andererseits an Beaufschlagungsbereichen abstützen, die an (einem) in die Kammer hineinragenden Flansch(en) angeordnet sind, der/die radial innerhalb der Kraftspeicher mit der ersten Schwungmasse verbunden ist/sind.
33. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 32, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindung der Flansche beziehungsweise des Flansches mit der ersten Schwungmasse unter Verwendung

- von Befestigungsschrauben erfolgt, die zur Verbindung der ersten Schwungmasse beziehungsweise der Drehmomentübertragungseinrichtung mit der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine dienen.
34. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 32 oder 33, gekennzeichnet durch zwei Flansche, die im Bereich ihrer Außendurchmesser fest miteinander verbunden sind.
35. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 32 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die zwei Flansche im Bereich der zur Befestigung der Einrichtung an der Kurbelwelle dienenden Schrauben aneinander anliegen.
36. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 32 bis 35, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Flansche im radialen Bereich zwischen den Befestigungsschrauben und ihrem Außendurchmesser axial voneinander beabstandet sind.
37. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 36, dadurch gekennzeichnet, daß die Beaufschlagungsbereiche der mit der ersten Schwungmasse verbundenen Flansche beziehungsweise des mit dieser verbundenen Flansches an durch Schraubenfedern gebildete Kraftspeicher angepaßt sind/ist, deren Federendwindungen im wesentlichen gleich deren Federmittelwindungen ausgebildet sind.
38. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 37, dadurch gekennzeichnet, daß die Beaufschlagungsbereiche des Flansches beziehungsweise der Flansche für ineinandergebaute Innen- und Außenfedern abgestuft sind.
39. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 38, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche abgestufte Beaufschlagungsbereiche für ineinandergebaute Innen- und Außenfedern aufweisen.
40. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 39, dadurch gekennzeichnet, daß die Beaufschlagungsbereiche durch einen Doppeleinzug gebildet sind.
41. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schwungmasse und ein Flansch zueinander unmittelbar über einen Sitz zentriert sind.
42. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 41, dadurch gekennzeichnet, daß ein Flansch einen Zentriersitz zur Zentrierung der Drehmomentübertragungseinrichtung auf der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine aufweist.
43. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 42, dadurch gekennzeichnet, daß ein Flansch die Lagerung trägt.
44. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 43, gekennzeichnet durch zwei Flansche zur Beaufschlagung der Kraftspeicher, von denen einer zur Befestigung der Drehmomentübertragungseinrichtung an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine, zu deren Zentrierung an der Abtriebswelle, zur Aufnahme der Lagerung und zur Zentrierung der ersten Schwungmasse dient.
45. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 44, gekennzeichnet durch

eine radial innen liegende Kammerabdichtung mittels jeweils eines tellerfederartigen Bauteiles, das einerseits mit einem eine Kammerwandung bildenden Deckblech oder einem mit diesem verbundenen Bauteil und andererseits mit dem diesem benachbarten Flansch oder einem mit diesem verbundenen Bauteil zusammenwirkt. 5

46. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein mit einem Flansch verbundenes Bauteil, das mit der tellerfederartigen Dichtung zusammenwirkt, zur Fixierung der Befestigungsschrauben dient. 10

47. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 46, dadurch gekennzeichnet, daß ein Deckblech Ausnehmungen zum Durchgang der Befestigungsschrauben aufweist. 15

48. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 46, dadurch gekennzeichnet, daß ein Deckblech Ausnehmungen zum Durchgang eines Werkzeuges zur Betätigung der Befestigungsschrauben aufweist. 20

49. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 47 oder 48, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausnehmungen von einem Bund umgeben sind. 25

50. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 49, dadurch gekennzeichnet, daß der Bund mit einer der tellerfederartigen Dichtungen zusammenwirkt. 30

51. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 45 bis 50, dadurch gekennzeichnet, daß die tellerfederartigen Dichtungen eine Reibungsdämpfungseinrichtung sind.

52. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 51, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher und die an der zweiten Schwungmasse angeordnete Reibfläche der Reibungskupplung im gleichen axialen Bereich angeordnet sind. 40

53. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 52, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung und die Köpfe der Befestigungsschrauben im gleichen axialen Bereich angeordnet sind. 45

54. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 53, gekennzeichnet durch die Anordnung der Kraftspeicher in Radialrichtung zwischen den Köpfen der Befestigungsschrauben und der an der zweiten Schwungmasse angeordneten Reibfläche der Reibungskupplung. 50

55. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 54, gekennzeichnet durch eine Wandung auf der den Köpfen der Befestigungsschrauben zugewandten Seite der Kammer. 55

56. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 55, gekennzeichnet durch die radiale Reihenfolge von mindestens vier der sieben folgenden Bauteile: 60

- Profil der Getriebewelle
- Lagerung
- Köpfe der Befestigungsschrauben
- radial innere Kammerwandung
- Kraftspeicher
- radial äußere Kammerwandung
- Reibfläche der zweiten Schwungmasse

57. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 56, gekennzeichnet durch die Anordnung 65

der Bauteile auf unterschiedlichen Durchmesserbereichen, die sich nicht überdecken.

58. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 56 oder 57, dadurch gekennzeichnet, daß die (mindestens vier) Bauteile im gleichen axialen Bereich angeordnet sind.

59. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung radial innerhalb der Köpfe der Befestigungsschrauben angeordnet ist.

60. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 59, gekennzeichnet durch die Anordnung der Köpfe der Befestigungsschrauben zwischen Lagerung und Kraftspeichern.

61. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 60, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher und die Köpfe der Befestigungsschrauben benachbart und im gleichen axialen Bereich angeordnet sind.

62. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 61, gekennzeichnet durch eine die Kammer (mit)bildende Wandung radial zwischen den Kraftspeichern und den Köpfen der Befestigungsschrauben.

63. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 58, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung radial außerhalb der Köpfe der Befestigungsschrauben angeordnet ist.

64. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher der Dämpfungseinrichtung ein Verhältnis von Länge zu Durchmesser im Bereich von 4 bis 10 aufweisen.

65. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 64, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Kraftspeicher über einen Bereich des Umfanges erstrecken, der zwischen 70% und 95% liegt.

66. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 65, dadurch gekennzeichnet, daß sich zumindest ein Kraftspeicher über einen Sektor des Umfanges erstreckt, der größer als 140° ist.

67. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 66, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher zumindest annähernd auf denjenigen Radius vorgekrümmt sind, der dem Einbauzustand entspricht.

68. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 67, gekennzeichnet durch eine Mehrzahl von Federstufen.

69. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 68, dadurch gekennzeichnet, daß bei Kraftspeichern in Form von Schraubenfedern deren Endfederwindungen im wesentlichen deren dazwischenliegenden Federwindungen entsprechen.

70. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 69, gekennzeichnet durch einen Verschleißschutz zwischen den Kraftspeichern und der radial außen liegenden Kammerwandung, an dem sich die Kraftspeicher zumindest unter Fliehkraft abstützen.

71. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Deckel der Reibungskupplung auf der zweiten Schwungmasse zentriert ist.

72. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 71, dadurch gekennzeichnet, daß der Deckel der Reibungskupplung die zweite Schwungmasse axial umgreift.
73. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 71, dadurch gekennzeichnet, daß der Deckel der Reibungskupplung auf der zweiten Schwungmasse mit seinem axial verlaufenden und die Schwungmasse umgreifenden Bereich zentriert ist.
74. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 71 bis 73, dadurch gekennzeichnet, daß der Deckel mit der zweiten Schwungmasse über eine Schweißverbindung verbunden ist.
75. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 66 bis 68, dadurch gekennzeichnet, daß der Deckel mit der zweiten Schwungmasse trennbar verbunden ist.
76. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 71 bis 75, dadurch gekennzeichnet, daß der Deckel selbst trennbar ist.
77. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Trägerblech der Kupplungsscheibe der Reibungskupplung zumindest im wesentlichen an die Kontur der Kammer angepaßt ist.
78. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 77, gekennzeichnet durch ein Schmiermittelabweisblech und/oder eine Schmiermittelabweiskontur am Trägerblech der Kupplungsscheibe und/oder an dem ihr zugewandten, eine Kammerwandung bildenden Deckblech im Bereich der in das Deckblech eingebrachten Ausnehmungen.
79. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 78, dadurch gekennzeichnet, daß das Trägerblech der Kupplungsscheibe Ausnehmungen zum Durchtritt der Befestigungsschrauben aufweist.
80. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 78, dadurch gekennzeichnet, daß das Trägerblech Ausnehmungen zum Durchtritt eines Werkzeuges zur Betätigung der Befestigungsschrauben aufweist.
81. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 80, bei der die Druckplatte der Reibungskupplung durch eine einen ringförmigen Grundkörper und Zungen aufweisende Tellerfeder beaufschlagbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Kontur der Tellerfeder an die des Trägerbleches der Kupplungsscheibe zumindest in der Stellung, in der Tellerfeder und Trägerblech einander angenähert sind, zumindest annähernd angepaßt ist.
82. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 81, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerfeder im Bereich ihrer Zungen Ausnehmungen zum Durchtritt der Befestigungsschrauben aufweist.
83. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 81, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerfeder Ausnehmungen zum Durchtritt eines Werkzeuges zur Betätigung der Befestigungsschrauben aufweist.
84. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerfeder Ausnehmungen zum Durchtritt von an der Druckplatte der Reibungskupplung angeordneten Druckplattennocken aufweist.

85. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 84, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausnehmungen durch Wegfall von Zungen gebildet sind.
86. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Blattfedern, die die Druckplatte mit dem Deckel der Reibungskupplung drehfest, jedoch axial verlagerbar verbinden, auf der der Druckplatte abgewandten Seite des Deckels angeordnet sind.
87. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 86, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckplatte an ihrer der Reibfläche entgegengesetzten Seite der Kontur der deckelseitigen Tellerfederlagerung angepaßt ist.
88. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 87, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Druckplatte und Teile der deckelseitigen Tellerfederlagerung axial und radial in ausgerichteter Stellung der Reibungskupplung überdecken.
89. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die deckelseitige Tellerfederlagerung durch einstückig mit dem Deckel ausgeführte Laschen gebildet ist.
90. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 89, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckplatte an ihrer der Reibfläche entgegengesetzten Seite der Kontur der Laschen angepaßt ist.
91. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 90, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schwungmasse zumindest teilweise an die Kontur der ihr zugewandten Bereiche der Kammer angepaßt ist.
92. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 91, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schwungmasse überwiegend aus Blech(teilen) gefertigt ist.
93. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 92, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schwungmasse den Anlasserzahnkranz trägt.
94. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 93, dadurch gekennzeichnet, daß der Anlasserzahnkranz durch ein gefaltetes Blechteil gebildet ist, dessen Wandungen aneinander anliegen.
95. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 94, dadurch gekennzeichnet, daß der Anlasserzahnkranz einstückig mit der ersten Schwungmasse ausgeführt ist.
96. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 95, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schwungmasse einen Massering aufweist.
97. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 96, dadurch gekennzeichnet, daß der Massering durch ein Gußteil gebildet ist.
98. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 96, dadurch gekennzeichnet, daß der Massering durch ein gefaltetes Blechteil gebildet ist.
99. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 96 bis 98, dadurch gekennzeichnet, daß der Massering den axialen Bereich des Kupplungsdeckels umgreift und diesen zumindest teilweise in Axialrichtung überdeckt.
100. Drehmomentübertragungseinrichtung nach ei-

nem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungseinrichtung eine Lastreibereinrichtung aufweist.

101. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 100, gekennzeichnet durch die Anordnung der Lastreibereinrichtung radial außerhalb der Kraftspeicher.

102. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 oder 101, gekennzeichnet durch die Anordnung der Lastreibereinrichtung radial außerhalb des mittleren Reibdurchmessers der Reibungskupplung.

103. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 100 bis 102, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastreibereinrichtung zumindest ein Reibteil mit zwei radial beabstandeten Reibflächen enthält.

104. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 103, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibteil die Reibverbindung mit der ersten Schwungmasse aufweist.

105. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 104, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibteil von einem Beaufschlagungsteil der zweiten Schwungmasse beaufschlagbar ist.

106. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 105, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibteile und Beaufschlagungsteile in Umfangsrichtung ein Spiel aufweisen.

107. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 106, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Reibteile mit unterschiedlichem Spiel gegenüber den Beaufschlagungsteilen vorgesehen sind.

108. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 107, dadurch gekennzeichnet, daß ein axial verlaufender Bereich des Deckels der Reibungskupplung Bestandteil der Lastreibereinrichtung ist.

109. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 108, dadurch gekennzeichnet, daß der Massering der ersten Schwungmasse Bestandteil der Lastreibereinrichtung ist.

110. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 100 bis 109, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastreibereinrichtung in dem Bereich angeordnet ist, in dem der Massering den axialen Bereich des Kupplungsdeckels umgreift.

111. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastreibereinrichtung zumindest einen Kraftspeicher aufweist.

112. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 111, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftspeicher in Radialrichtung wirkt.

113. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastreibereinrichtung durch wenigstens einen in der ersten Schwungmasse angeordneten Reibschuh gebildet ist.

114. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 113, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibschuh eingeklippt ist.

115. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 113 oder 114, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastreibereinrichtung mehrere über den Umfang verteilte Reibschuhe aufweist.

116. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 113 bis 115, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest die Reibfläche(n) des Reibschuhes/der Reibschuhe aus Kunststoff bestehen.

117. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Trägerblech der Kupplungsscheibe und/oder die Tellerfeder weitere Ausnehmungen, insbesondere zur Belüftung der Drehmomentübertragungseinrichtung, aufweisen.

118. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch Belüftungsöffnungen im axialen Bereich des Deckels der Reibungskupplung.

119. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 118, gekennzeichnet durch Belüftungsöffnungen im radialen Bereich des Deckels der Reibungskupplung.

120. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 119, gekennzeichnet durch Belüftungsöffnungen in der ersten Schwungmasse.

121. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 120, gekennzeichnet durch Belüftungsöffnungen in der zweiten Schwungmasse radial außerhalb der Kammer.

122. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch die Belüftung mittels einer Luftströmung durch die Trägerscheibe der Kupplungsscheibe hindurch, entlang der Kammerwandung, durch Durchtrittsöffnungen in der zweiten Schwungmasse außerhalb der Kammer hindurch in Richtung erste Schwungmasse.

123. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 122, gekennzeichnet durch Belüftungsöffnungen in der ersten Schwungmasse für einen auf die Kammerwandung zu gerichteten und an der zweiten Schwungmasse vorbeistreichenden Luftstrom.

124. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 123, gekennzeichnet durch Belüftungsöffnungen in der ersten Schwungmasse für einen auf die zweite Schwungmasse zu gerichteten Luftstrom.

125. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 124, gekennzeichnet durch Oberflächenvergrößerungen zur Verbesserung der Wärmeabfuhr an der der Reibfläche abgekehrten Seite der zweiten Schwungmasse.

126. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 125, gekennzeichnet durch Oberflächenvergrößerungen zur Verbesserung der Wärmeabfuhr an der der Reibfläche abgewandten Seite der Druckplatte.

127. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 117 bis 126, dadurch gekennzeichnet, daß die Oberflächenvergrößerungen und/oder Belüftungsöffnungen gebläseschaufelartig ausgebildet sind.

128. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentübertragungseinrichtung mit Reibungskupplung und Kupplungsscheibe eine vormontierbare Einheit bildet, die als solche mit den Befestigungsschrauben von der dem Motor abgewandten Seite her an die Abtriebswelle der Brennkraftmaschine anschraubbar ist.

129. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 128, dadurch gekennzeichnet, daß die Befestigungsschrauben in der Einheit enthalten sind.
130. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 129, dadurch gekennzeichnet, daß die Befestigungsschrauben in der Einheit verliersicher gehalten sind. 5
131. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplung als sogenannte gedrückte Kupplung ausgeführt ist. 10
132. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 130, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplung als sogenannte gezogene Kupplung ausgeführt ist. 15
133. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch die radial fluchtende Anordnung von zweiter Schwungmasse, Drehmomentbegrenzungsorgan/Rutschkupplung und der in Umfangsrichtung wirkenden Kraftspeicher. 20
134. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 133, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher in einer im wesentlichen geschlossenen, sich in Umfangsrichtung erstreckenden Kammer angeordnet sind. 25
135. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 133 oder 134, gekennzeichnet durch die radial fluchtende Anordnung der Lagerung. 30
136. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 133 bis 135, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentbegrenzungsorgan/die Rutschkupplung radial zwischen den Kraftspeichern und der zweiten Schwungmasse angeordnet ist. 35

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

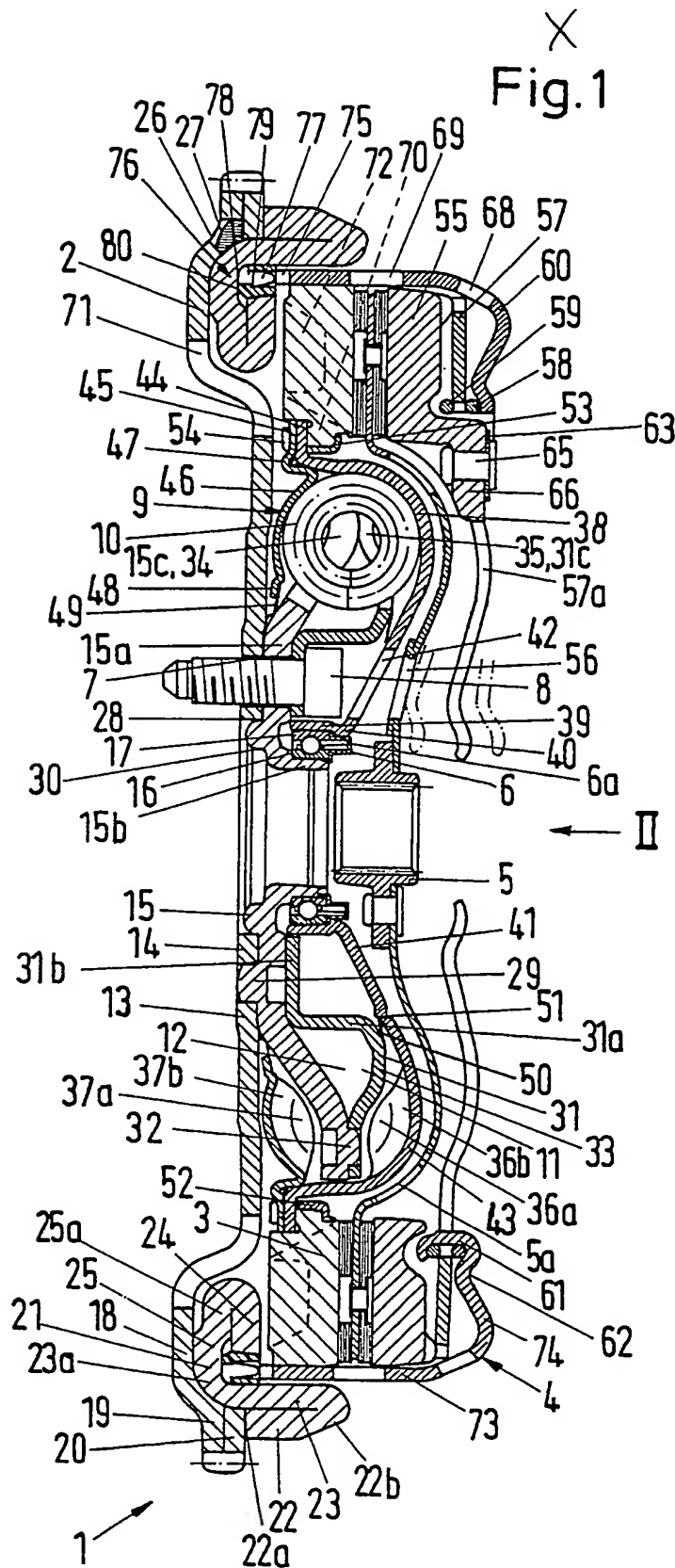


Fig. 2

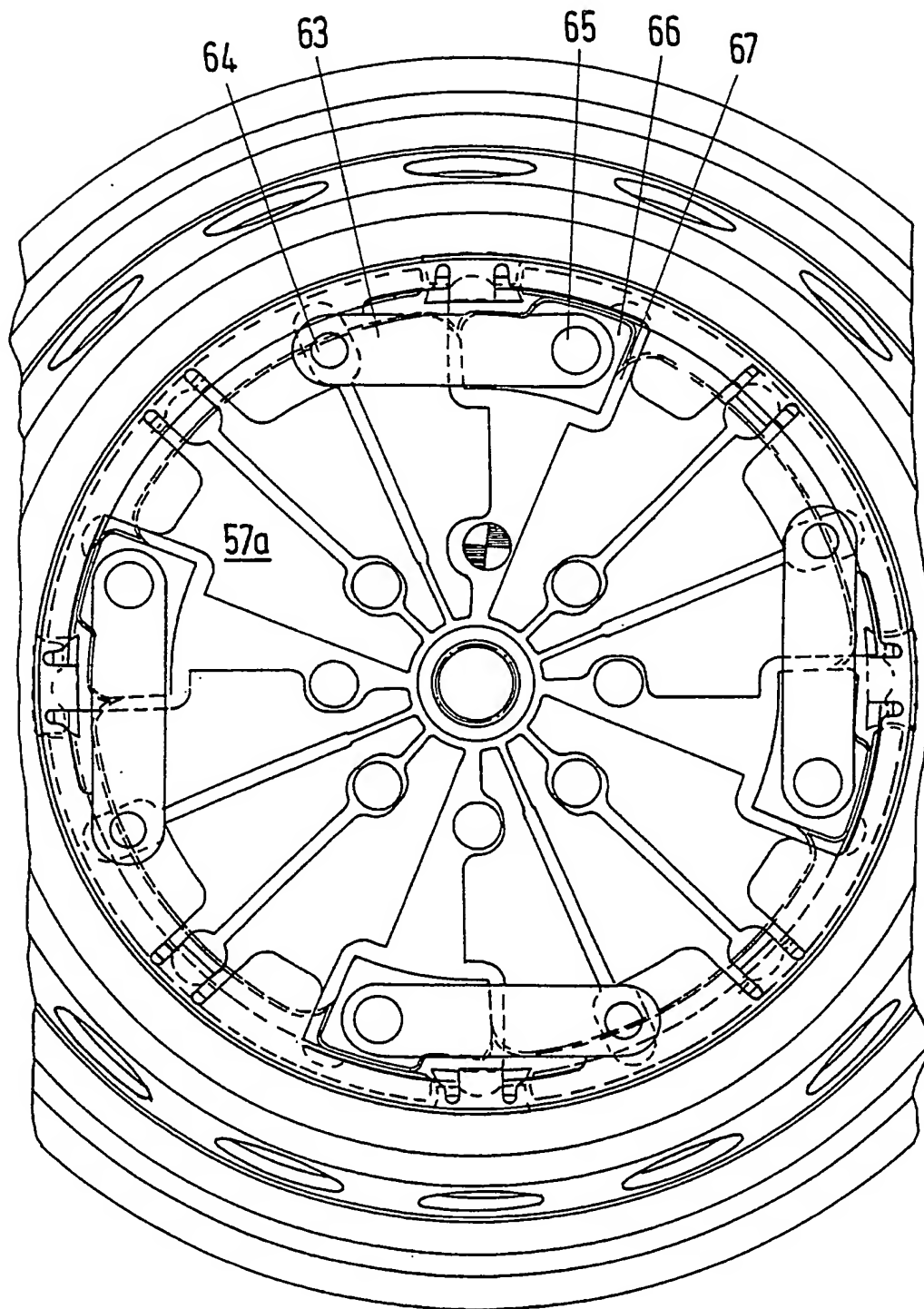


Fig. 3

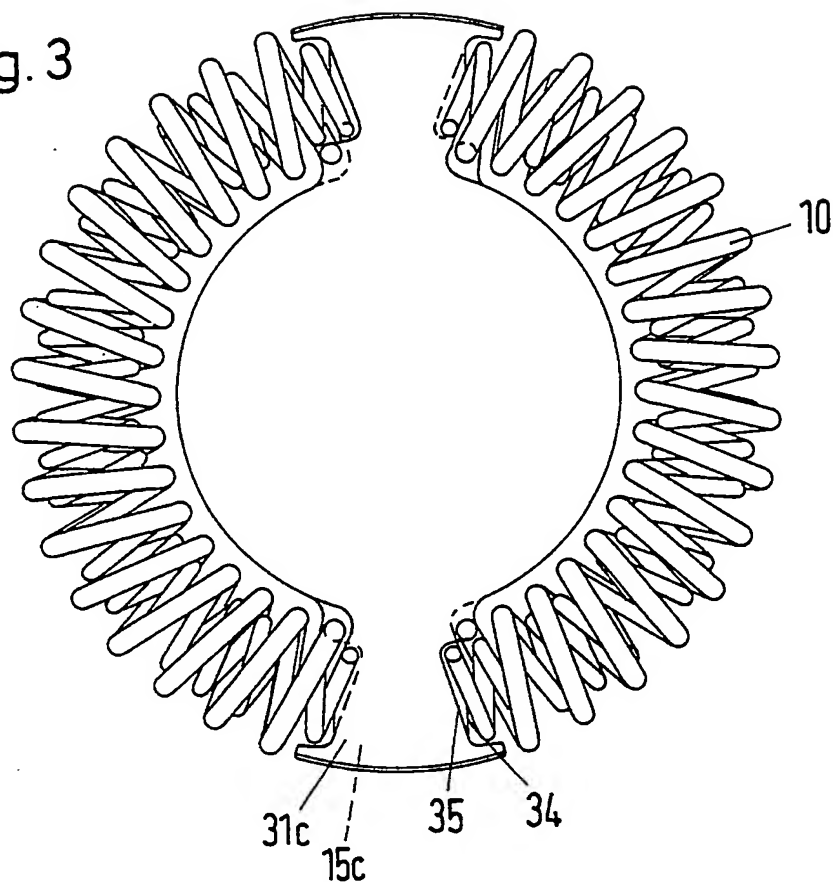


Fig. 4

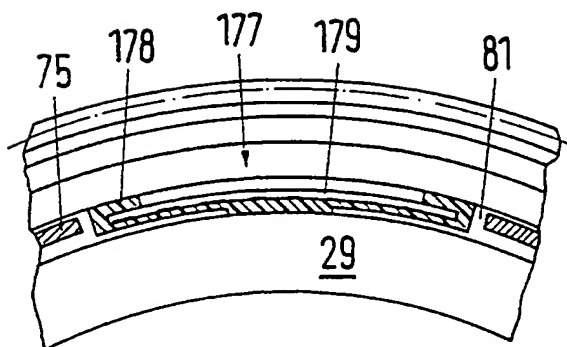


Fig. 5

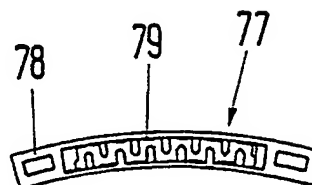


Fig. 6

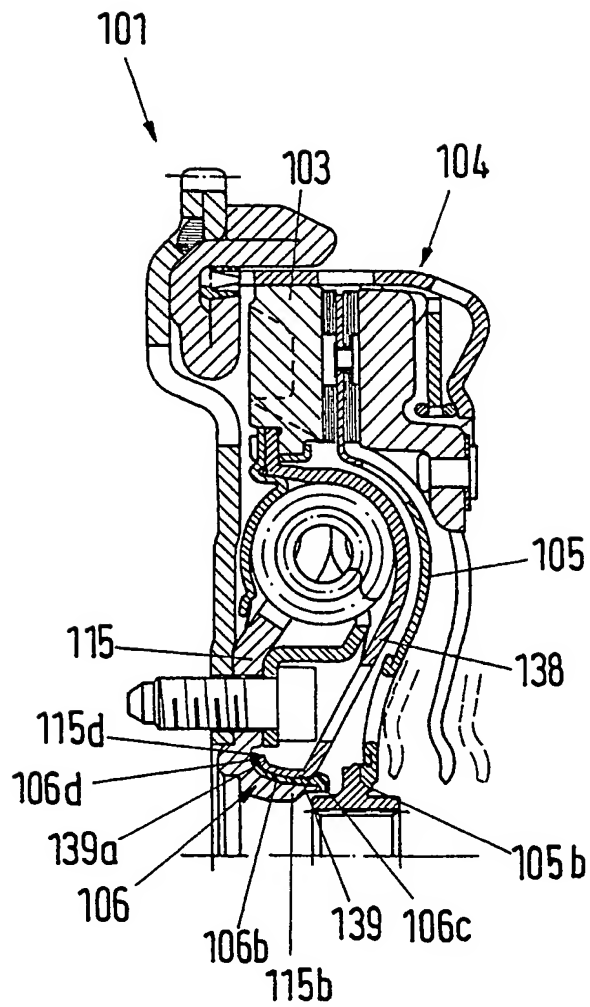


Fig. 6a

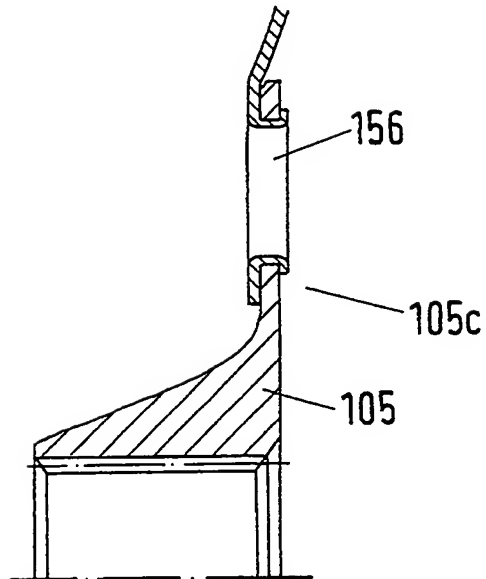


Fig. 7

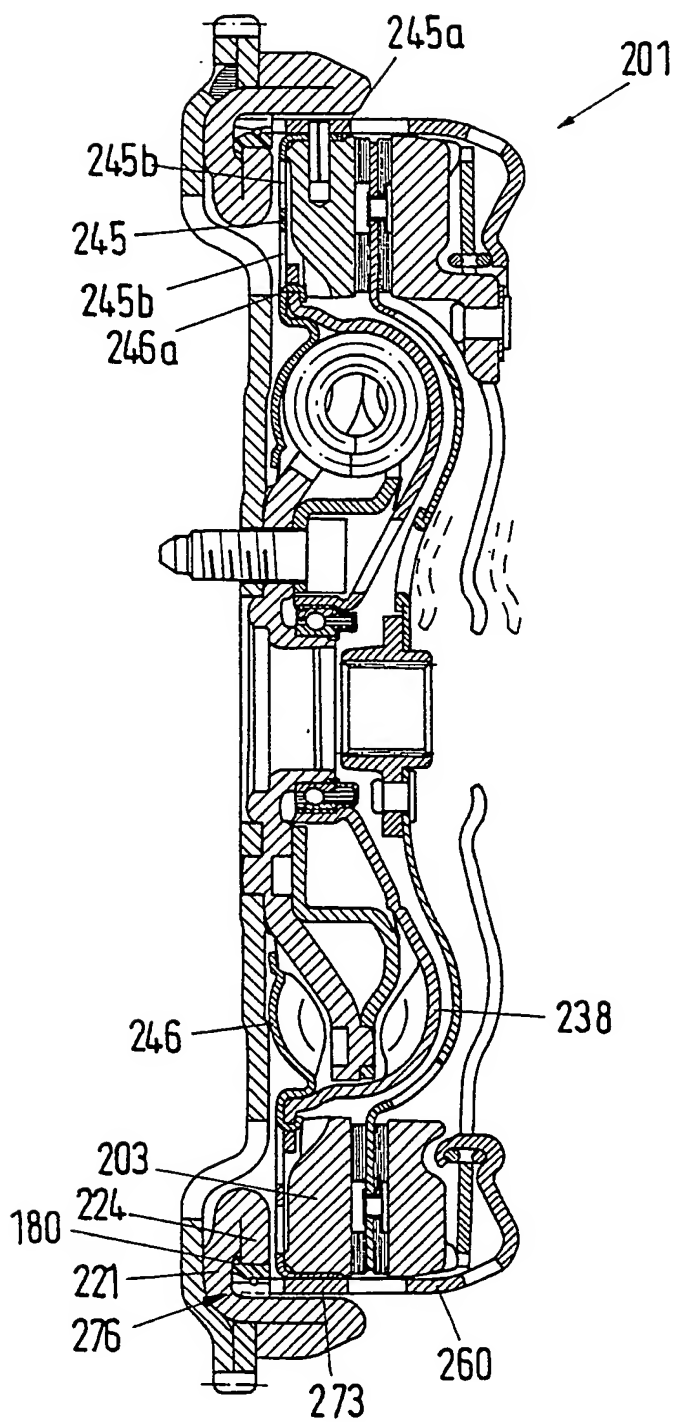


Fig. 8

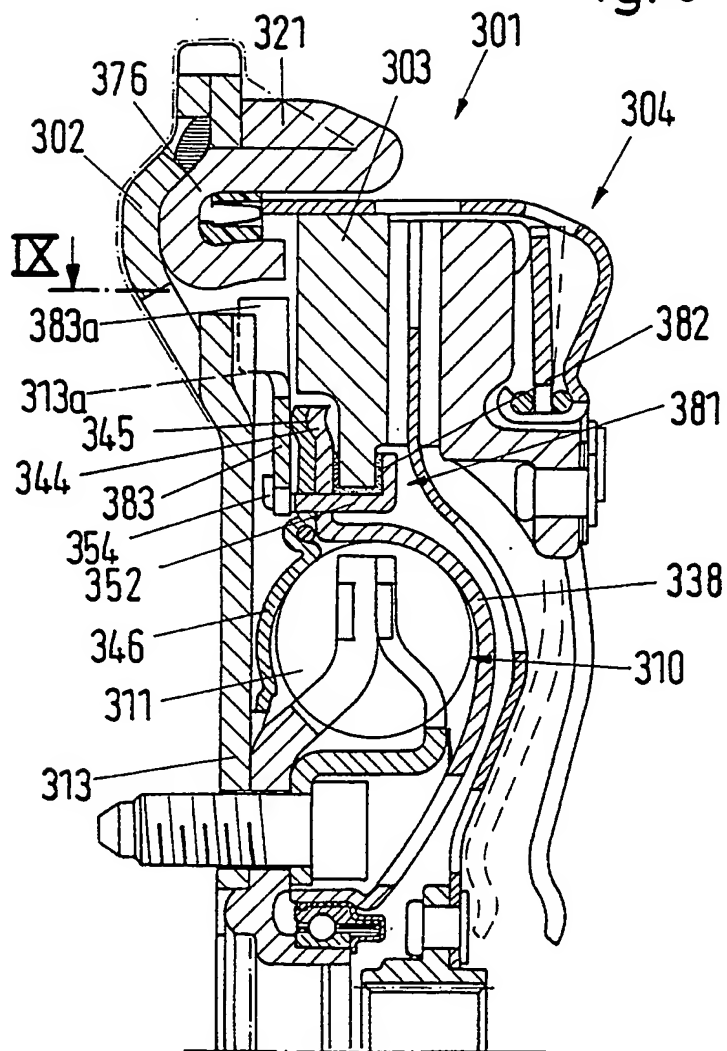


Fig. 9

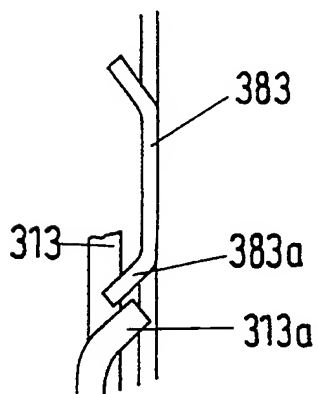


Fig. 10

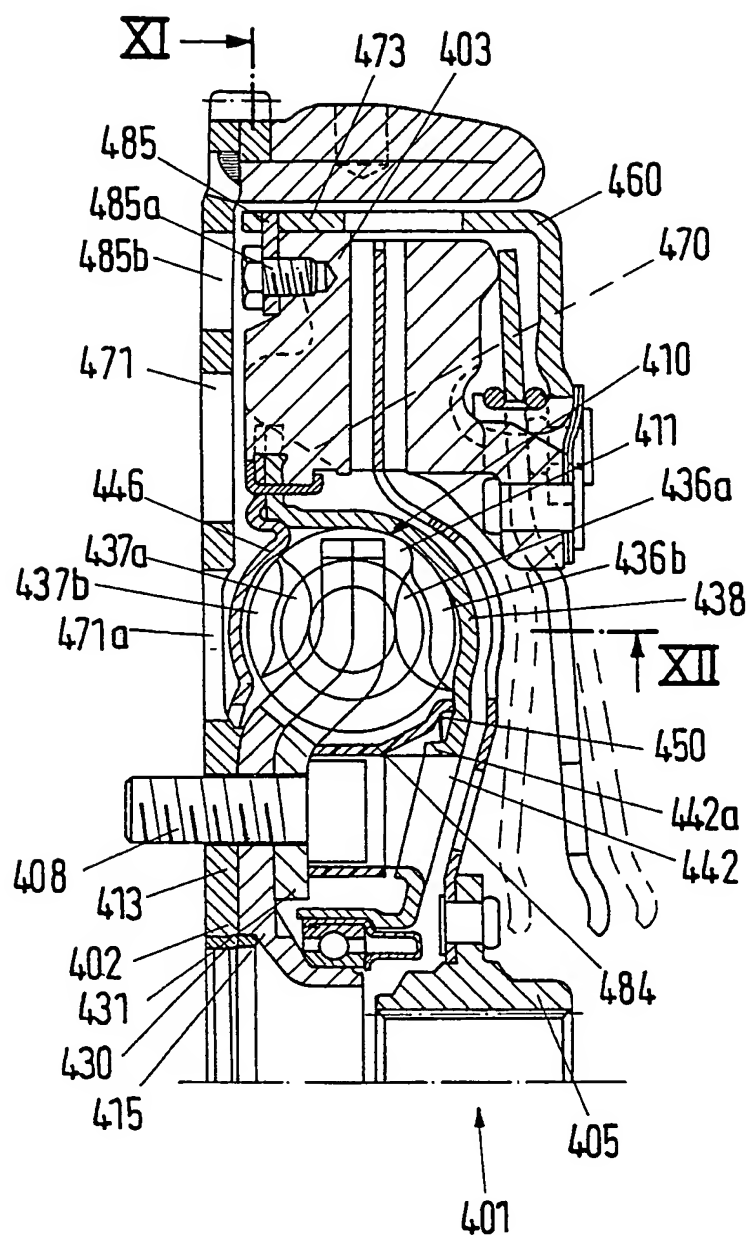


Fig. 11

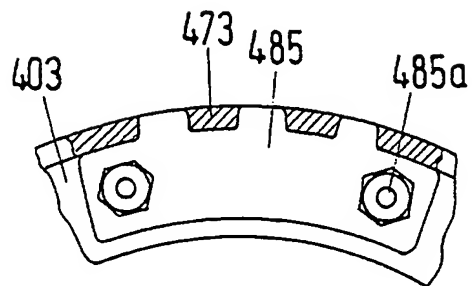


Fig. 12

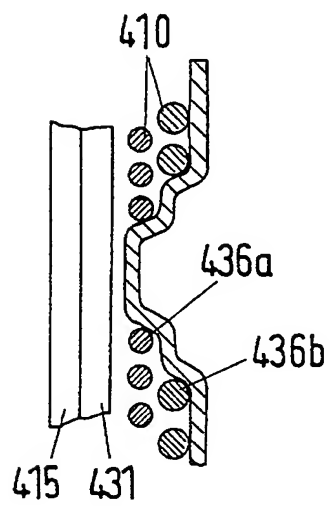


Fig. 13

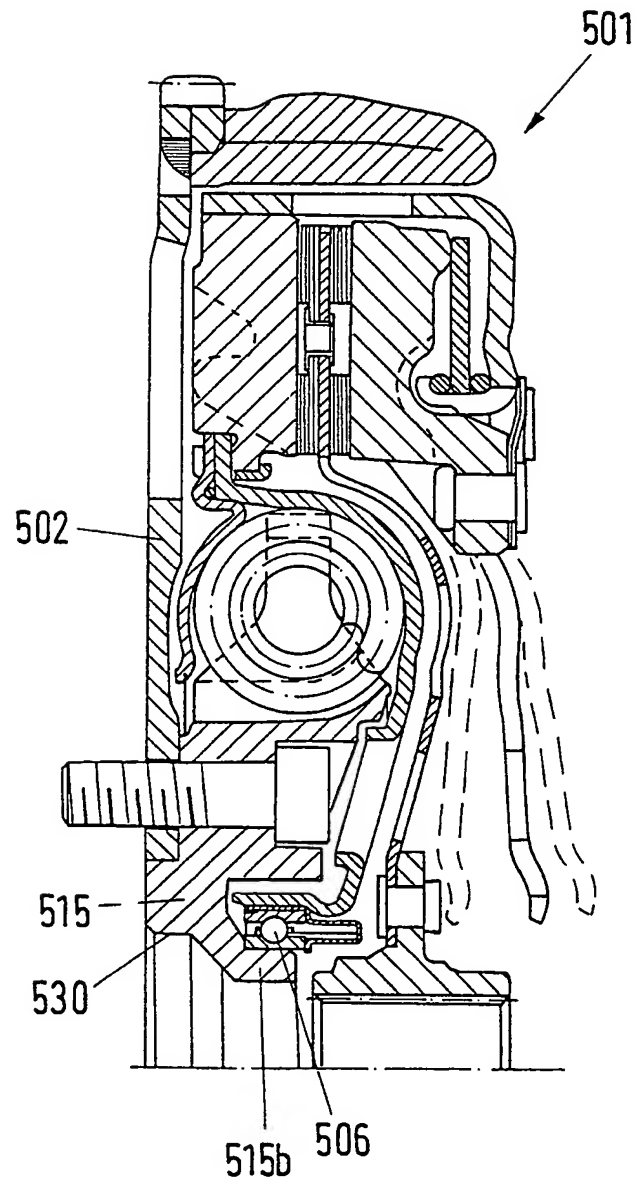
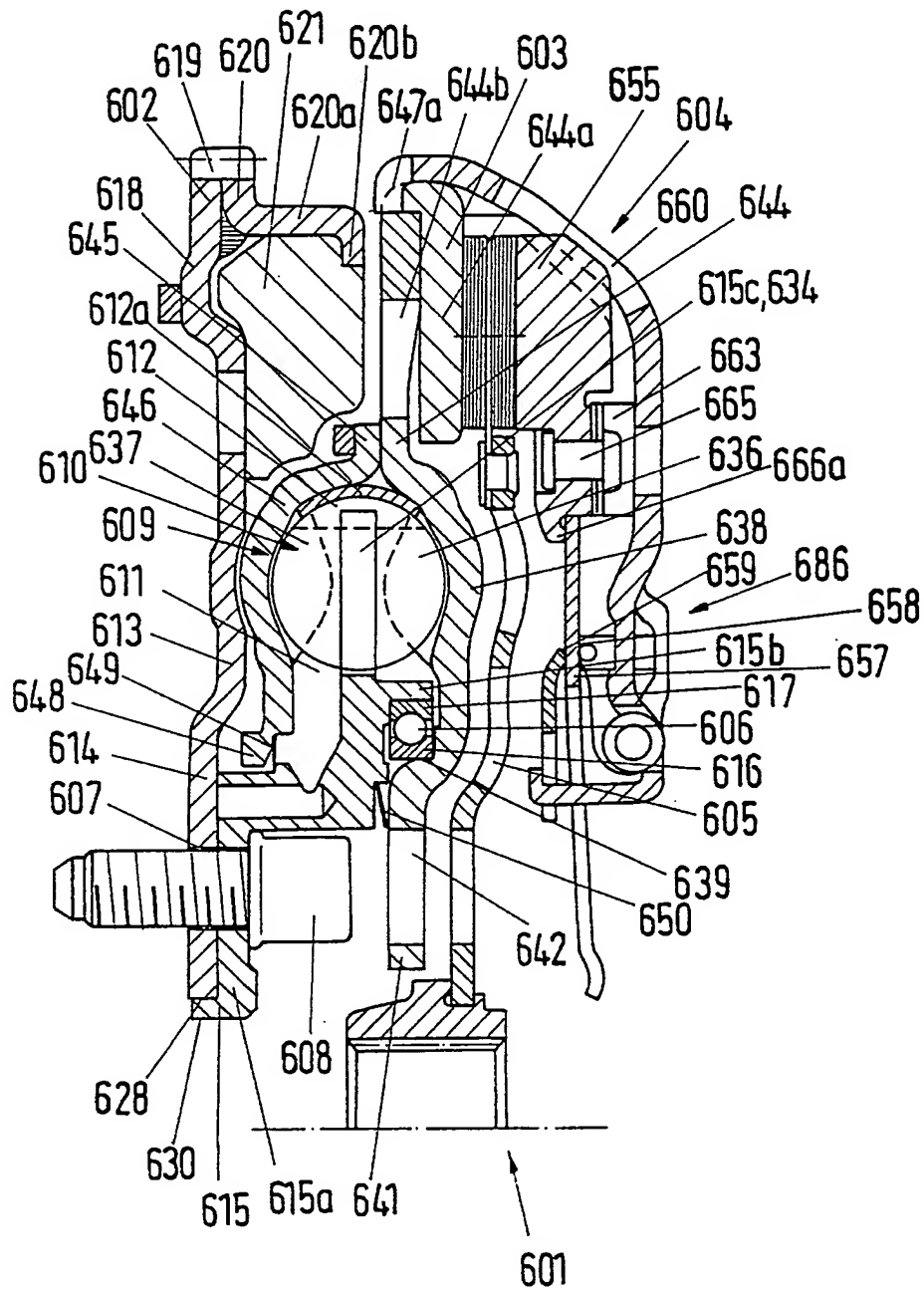


Fig. 14



**DE4420927**

Biblio

Desc

Claims

Drawing



Torque transmission device

Patent Number: DE4420927

Publication date: 1994-12-22

Inventor(s): REIK WOLFGANG (DE); JAECKEL JOHANN (DE)

Applicant(s): LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU (DE)

Requested Patent: ☐ DE4420927

Application

Number: DE19944420927 19940616

Priority Number(s): DE19944420927 19940616; DE19934320381 19930619; DE19934333460 19930930

IPC Classification: F16D13/60

EC Classification: F16F1/32R, F16F15/131, F16F15/131M2, F16F15/131S, F16F15/139L

Equivalents:

Abstract

The invention relates to a torque transmission device with at least two flywheel masses which can be rotated relative to one another by way of a bearing counter to the action of a damping device with energy storage means acting in the circumferential direction. Of these masses, the first can be connected to the output shaft of an internal combustion engine and the second can be connected via a friction clutch to the input shaft of a gearbox.

Data supplied from the esp@cenet database - I2